

Lehrstuhl für Leichtbau
Technische Universität München

Strukturmechanik und Vibroakustik von CFK-Flugzeugrümpfen

Dipl.-Ing. Univ. Jesko H. A. H. Klammer

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Nikolaus A. Adams

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Horst Baier
2. Hon.-Prof. Dr.-Ing., Dr. h. c. Dieter Schmitt

Die Dissertation wurde am 17.04.2009 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 26.10.2009 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand hauptsächlich während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Assistent am Lehrstuhl für Leichtbau der Technischen Universität München.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Baier danke ich für die interessante und lehrreiche Zeit während meiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Leichtbau, die die Grundlage dieser Dissertation darstellt.

Desweiteren danke ich meinem auf die Tätigkeit am Lehrstuhl folgenden Arbeitgeber KRP-Mechatec, der es mir ermöglichte und mich dabei unterstützte, diese Arbeit fertigzustellen.

Mein Dank gilt ebenfalls den Mitarbeitern und Kollegen am Lehrstuhl für Leichtbau für fachliche Diskussionen, moralische Unterstützung und freundschaftliche Verbundenheit.

Meinen Eltern, die mir erst das Studium ermöglicht haben, gilt ein besonderer Dank.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Inhaltsverzeichnis	IV
Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XI
Bezeichnungen	XII
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	2
1.2 Vorgehen	2
2 Aufbau von CFK-Rümpfen	3
2.1 Geschichtliche Entwicklung	3
2.2 Potential von CFK-Strukturen gegenüber Aluminium	4
2.2.1 Materialeigenschaften von Faserverbundmaterialien	5
2.2.2 Strukturelle Effizienz	5
2.2.3 Designspielraum von Bauteilen mit Ausschnitten und Kerben .	7
2.2.4 Designspielraum beim Beulen einer CFK-Platte	10
2.2.5 Reduktion der Auslegungsdehngrenzen durch Impact und Löcher	12
2.3 Anforderungen an einen (CFK-) Rumpf	12
2.3.1 Strukturmechanik	13
Strukturmechanischer Entwurfsspielraum	13
Impact-Schadenstoleranz	15
Zulassungsrichtlinien	17
Schadenstoleranznachweis	18
Globales Trag- und Versagensverhalten	21
Neue Faserverbundaufbauten	21
2.3.2 Wärmedämmung	22
2.3.3 Brandschutz	24
2.3.4 Blitzschutz	24
2.3.5 Galvanische Korrosion	24
2.3.6 Innenlärm	25
2.4 CFK-Rumpfbauweisen	25
2.4.1 Bauteile - Fertigungsstrategie	25
Tonne	25

	Paneele	26
2.4.2	Wandaufbau	26
	Doppelschaler	26
	Versteifte Schale mit Impact-Schutz	30
3	Mechanismen der Lärmübertragung von Außen in den Rumpf	31
3.1	Lärmquellen	32
3.2	Schalldurchgang/Transmission Loss	33
3.3	Noise Reduction	33
3.4	Resonanzen	33
3.5	Massegesetz	34
3.6	Steifigkeitsgesetz	35
3.7	Doppelwandeffekt	35
3.8	Analytische Bestimmung des Transmission-Loss	37
	3.8.1 Transmission-Loss für unendliche Platten	37
	3.8.2 Transmission-Loss für endliche Platten	39
	3.8.3 Transmission-Loss bei Sandwichplatten	41
3.9	Experimentelle Bestimmung des Transmission Loss	45
3.10	Abhängigkeit des Transmission Loss vom Innendruck	46
4	Integration von akustischen und mechanischen Anforderungen	47
4.1	Integrierte Maßnahmen	47
	4.1.1 Verstimmung von Struktur- und Cavitymoden	47
	4.1.2 Versteifte Schalen	49
	Mechanische Eigenschaften von Aluminium und CFK in Rumpfstrukturen aus versteiften Schalen	49
	Integration von Schalldämmung in Rümpfe aus versteiften Schalen	53
	4.1.3 Sandwich-Schalen	59
	4.1.4 Viskoelastische Schichten	60
4.2	Prinzipielle zusätzliche passive Maßnahmen zur Lärmreduktion	65
	4.2.1 Schwingungsreduktion der Rumpfstruktur	65
	Piezokeramische Dämpfung	65
	Strukturintegration von Dämpfungs- und Piezoschichten	66
	Schwingungstilger	69
	4.2.2 Doppelwand/Doppelrumpf (Isolated Shell)	70
	4.2.3 Akustische Dämpfer	70
4.3	Prinzipielle zusätzliche aktive Maßnahmen zur Lärmreduktion	72
4.4	Der akustisch angepaßte Rumpf	74
5	Modellierungsverfahren	75
5.1	Klassifizierung gekoppelter Fluid-Struktur-Probleme	75
	5.1.1 Struktur wird vom Fluid angeregt	76
	5.1.2 Fluid wird von Strukturschwingungen angeregt	77
	5.1.3 Gegenseitige Kopplung zwischen Fluid und Struktur	77

	Flüssigkeit-Struktur-Wechselwirkung	78
	Aeroelastische Probleme	78
	Struktur-Akustik-Wechselwirkung	79
5.2	Analytische Verfahren	79
5.2.1	Mathematische Beschreibung des Fluids	79
	Strömungsmechanische Grundgleichungen	80
	Wellengleichung	82
5.2.2	Quasianalytische Methode	84
5.3	Methode der Finiten Elemente (FEM)	86
5.3.1	Beschreibung der Methode	87
5.3.2	Fluid	88
5.3.3	Struktur	90
5.3.4	Fluid-Struktur-Kopplung	90
5.3.5	Dämpfung	91
5.3.6	Redundante (symmetrische) Formulierung	92
	Anmerkung	93
5.3.7	Elemente	93
5.3.8	Modellierung in ANSYS	94
	Elementtypen	94
	Materialeigenschaften	94
	Kopplung	95
	Zwei angrenzende Fluid-Volumina an eine gemeinsame Wand	95
	Anregung	96
	Abstrahlung einer Platte	97
5.3.9	Vernetzung	97
5.3.10	Notwendige Netzfeinheit	99
	Response-Vergleich	100
	Konsequenzen	101
5.4	Boundary-Element Methode (BEM)	104
5.5	Statistische Energie Analyse (SEA)	104
5.5.1	SEA Grundlagen	105
5.5.2	Begriffe	106
5.5.3	Zugrundeliegende Gleichungen	107
5.5.4	Bestimmung der auftretenden Größen	108
6	Einfluss der Kernsteifigkeit von Doppelschalen/Sandwiches auf den	
	Transmission-Loss	109
6.1	Untersuchte GFK-Sandwichpanels	109
6.2	Experimentelle Untersuchung der Platten	110
6.3	Numerische Untersuchung des TL der Platten	112
	6.3.1 Analytisch / Massegesetz	113
	6.3.2 FE-Modell	114
6.4	Vergleich Messung und Berechnung	119
7	Zusammenfassung	121

Abbildungsverzeichnis

1.1	Trends CFK vs. Metall [Air02a]	1
2.1	Anteil der Faserverbundwerkstoffe an der Strukturmasse bei kommerziellen Flugzeugen [EAD08]	4
2.2	Design-Spielraum einer zugbeanspruchten Platte mit Loch ([Jon05])	8
2.3	Design-Spielraum einer druckbeanspruchten Platte: kritische Beullast bezogen auf die Plattendicke (links) und auf das Flächengewicht (rechts)	11
2.4	Einhüllende des „Maximalen Hauptdehnungs Kriterium“-Versagenskriterium mit einem Impact Cut-off	12
2.5	Grenzen der Materialausnutzung [Air02b]	14
2.6	Dehngrenzen-Abminderungsfaktoren [Air02b]	14
2.7	Auslegungsdehnungsgrenzen [Air02b]	15
2.8	Spannungs-Dehnungsdiagramm von CFK und Aluminium im Vergleich [Niu96]	16
2.9	Zuverlässigkeit bei Impact [Kan98]	17
2.10	Impact-Simulationsmodell einer doppelstufigen Faltwabe [Air02a]	17
2.11	Impact-Szenarien für einen Rumpf [Air02a]	19
2.12	Detektierbarkeitsgrenze bei Impact-Schäden [Air02b]	20
2.13	Inspektionsintervalle [Air02b]	20
2.14	Starke Konvektion in großen Konvektionszellen/schwache Konvektion in kleinen Konvektionszellen	23
2.15	Geschlitzte Nomex-Wabe [Air02a]	27
2.16	Gebauter Kern [Air01a]	27
2.17	Gebauter Kern [Air00]	27
2.18	Faltwabe [IFB08]/[Hac03]	27
2.19	Konzept eines Doppelschaligen Wandaufbaus (nach [Air02a])	28
2.20	Prinzip eines doppelschaligen Rumpfkonzpts in Tonnenbauweise [Air00]	29
2.21	Center Shell [Air01b]	30
3.1	Mechanismus Außenlärm – Rumpfschwingungen – Innenlärm	31
3.2	Übersicht über das zu erreichende bewertete Schalldämmmaß R_w ein- und zweischaliger Wände	34
3.3	Einfluß der Steifigkeit auf die Schalldämmung von unterschiedlich versteiften Aluminiumplatten	35
3.4	Grundsätzlicher Verlauf der Schalldämmung R einer zweischaligen Wand aus dünnen Schalen, abhängig von der Frequenz f [Hec94]	36
3.5	Definition des Einfallswinkels φ	37

3.6	Einflußparameter auf den Transmission-Loss bei unterschiedlichen Frequenzen und Einfallswinkel [Kra05]	38
3.7	Erläuterung zur Koinzidenz bei $\varphi = 90^\circ$	39
3.8	Anregungseffizienz berechnet nach Josse und Lamure (Gl. (3.16)) verglichen mit Messungen für eine versteifte und eine unversteifte Aluminiumplatte [Jos64]	40
3.9	Annäherung der Abstrahlung σ für einfach gelagerte Platten	41
3.10	Biegung einer Sandwichplatte durch Biegung und Schub der Kernlage	42
3.11	Dispersionskurve der transversalen Wellengeschwindigkeit in einer Sandwichplatte	44
3.12	Biege- und Dilatationswellenform ([Smo73])	45
3.13	Schematischer Versuchsaufbau zur TL-Messung	46
4.1	Oben Druckantwort im Zylindrischen Teil des Rumpfes, unten Strukturverschiebungen jeweils bei 203 Hz Anregung. Links vor, rechts nach der Lagenwinkeloptimierung bei einem Beech Starship [Fer96]	48
4.2	Lastfälle und Abmessungen des idealisierten Rumpfes [Kra05]	50
4.3	Rumpfgewicht gegenüber dem Spantabstand für die Lasten, Festigkeiten und Dimensionen aus Tabelle 4.1	52
4.4	Zugehörige Stringerabmessungen zu den Lösungen in Abbildung 4.3	52
4.5	Einfluß des Stringer- und Spantabstandes auf den TL von CE1.1 im Vergleich zum Aluminium-Referenzdesign	54
4.6	Einfluß der Hautdicke auf den TL von Al1.5 im Vergleich zum Aluminium-Referenzdesign	55
4.7	Dämpfungseigenschaften von 3M ISD-830 bei 223 K und 243 K. [Cre88]	61
4.8	Zwei Möglichkeiten eine visko-elastische Schicht zu verformen	61
4.9	Durch Hinzufügen einer visko-elastischen Lage hervorgerufene TL-Verbesserung	63
4.10	Grundsätze: Energiefluss [Loc01]	67
4.11	Widerstandsschaltungen (nach [Hag91])	67
4.12	Integrationsmöglichkeiten	68
4.13	Vergrößerte Relativverformungen durch Stützelemente	68
4.14	In den CFK-Werkstoff integrierte Piezo-Faser-Schichten [Loc01]	68
4.15	Schwingungstilger für Strukturschwingungen	69
4.16	Akustische Absorber („Schallschlucker“)	70
4.17	Integration akustischer Absorber (Doppelschale)	71
4.18	Mögliche Konzepte für rumpfintegrierte akustische Absorber	72
4.19	Grundprinzip aktiver Lärmkontrolle	73
4.20	Mögliche Anordnung von Vibrations-Aktoren	73
4.21	Charakteristika eines akustisch angepassten CFK-Rumpfes	74
5.1	Klassifizierung gekoppelter Fluid-Struktur-Probleme	76
5.2	Simulation im quasianalytischen Berechnungstool VAREC	84
5.3	Noise-Reduction bei verschiedenen Biege- und Membransteifigkeiten	86
5.4	Vernetztes Modell	95

5.5	Zwei angrenzende Fluid-Volumina an eine gemeinsame Trennwand . . .	96
5.6	Bestimmung der Schalldruckverteilung einer schräg einfallenden Welle im Raum	97
5.7	Schalldruckverteilung an einem Einheitswürfel bei 1000 Hz und $\varphi = 60^\circ$	97
5.8	Inkompatibles Netz, Verschiebungen: Nicht mit dem Fluid verbundene Mittelknoten der Shell-Elemente „heben ab“	98
5.9	Inkompatibles Netz, Druck: Der Druck an den nicht gekoppelten Mit- telknoten ist gleich Null	98
5.10	Würfel mit Quader- bzw. Tetrader-, Seiten mit Rechtecken bzw. Drei- ecken vernetzt	99
5.11	Vergleich der Druckantwort in einer Ecke des Würfels bei unterschied- lichen Netzfeinheiten (f_g aus der Elementgröße bestimmt)	102
5.12	Vergleich der Druckantwort in einer Ecke des Würfels bei unterschied- lichen Konfigurationen	103
5.13	Typisches Modell mit strukturellen- und akustischen Teilsystemen (nach [ESI08])	106
5.14	Einfaches FEA System	107
6.1	Aufbau der Paneele	110
6.2	Definition der Größen beim Dreipunkt-Biegeversuch	111
6.3	Dreipunkt-Biegeversuch	112
6.4	Ergebnis des TL-Experiment	113
6.5	Schalldämmmaß der betrachteten Paneele bei unterschiedlichen Schall- welleneinfallswinkeln	114
6.6	Modell mit SHELL99-Elementen bzw. mit SOLID45-Elementen zwi- schen zwei SHELL99-Elementen	115
6.7	Bestimmung der Druckverteilung an einer Ebene (rechts) 10 cm hinter der Platte mit bekannter Geschwindigkeitsverteilung (links)	116
6.8	Geschwindigkeitsverteilung und daraus resultierende Druckverteilung hinter der Platte	117
6.9	Transmission-Loss der Paneele 10-11 bei Modellierung mit Shell (links) bzw. mit Volumen-Elementen (rechts). Oben schmalbandig, mitte und unten terzgemittelt dargestellt.	118
6.10	Vergleich der Schalldämmmaße für unterschiedliche Modellierungen/ Messungen	120

Tabellenverzeichnis

2.1	Vergleich der Materialeigenschaften (nach [Niu97])	6
2.2	Festigkeiten und Steifigkeiten von CFK und Aluminium	6
2.3	Strukturelle Effizienz-Koeffizienten (SE für grundlegende Strukturelemente)	6
2.4	Strukturelle Effizienz verschiedener Materialien	7
2.5	Wärmeleitkoeffizienten	23
4.1	Werte der Lasten, Rumpfabmessungen und Materialkennwerte der Parameterstudie [Kra05]	51
4.2	Vergleich zwischen den Eigenschaften der leichtesten CFK Lösung und dem Aluminium-Referenzdesigns	54
4.3	Rumpf-Designs, bei denen die Gewichtsersparnis aus dem Einsatz von CFK anstelle von Aluminium genutzt wurde, um den Spantabstand bzw. die Hautdicke zu erhöhen	57
4.4	Details des AL-Ref-Designs, AL-Ref-Designs mit viskoel. Lage und GGD3	64
4.5	Maßnahmen für passive Lärmreduktion	66
5.1	Untersuchte Elementgeometriekombinationen	100
6.1	Gemessene Steifigkeiten und daraus berechnete Koinzidenzfrequenzen f_c der Paneele	112
6.2	Generische Materialdaten in SI-Einheiten	115

Verwendete Abkürzungen

Für Skalare werden in dieser Arbeit normale (a , A), für Vektoren fett gedruckte kleine (\mathbf{a}) und für Matrizen fett gedruckte große Buchstaben (\mathbf{A}) verwendet. In Matrizennotation: Vektoren $\{ \}$, Matrizen $[\]$.

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
a	Kantenlänge einer Platte in x -Richtung	m
b	Kantenlänge einer Platte in y -Richtung	m
c	Schallgeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
c_0	Schallgeschwindigkeit in Luft	$\frac{m}{s}$
c_B	Biegewellengeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
c_S	Schubwellengeschwindigkeit	$\frac{m}{s}$
f	Frequenz	Hz bzw. $\frac{1}{s}$
f_R	(Doppelwand-)Resonanzfrequenz	Hz bzw. $\frac{1}{s}$
f_c bzw. f_g	Koinzidenzfrequenz	Hz bzw. $\frac{1}{s}$
f_m	Durchsenkung in der Mitte	m
h	Plattendicke	m
i	$\sqrt{-1}$	—
k	Wellenzahl	$\frac{1}{m}$
k_σ	Druck-Beulfaktor	—
k_τ	Schub-Beulfaktor	—
$[k]$	Modaltransformierte Steifigkeitsmatrix	Struktur-Fluid-
l	Länge	m
m	Masse	kg
$[m]$	Modaltransformierte Massenmatrix	Struktur-Fluid-
$\{n\}$	Normalenvektor	—
n_f	Anzahl der Fluid-Freiheitsgrade	—
n_s	Anzahl der Struktur-Freiheitsgrade	—
n	Summe aus n_f und n_s	—
p	Druck	Pa bzw. bar
\mathbf{p}	Lastvektor	$\frac{N}{m^3}$
\tilde{p}	Effektivwert des Schalldrucks	Pa
\bar{p}	Druckamplitude	Pa

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
δp	Virtuelle Druckänderung	Pa
$\{q\}$	Vektor der generalisierten Kräfte	
q	Ort- und Zeitabhängige Erregerkraft	
t	Zeit	s
t	Dicke	m
\tilde{v}	Effektivwert der Schallschnelle	$\frac{m}{s}$
\mathbf{v}	Verschiebungsvektor mit den Komponenten u, v, w	m
w	Durchsenkung oder Plattenbreite	m
\mathbf{x}	Ortsvektor	m
A	Fläche	m^2
B	(dynamische) Biegesteifigkeit	
$[C]$	Dämpfungsmatrix	
$[C_f]$	Dämpfungsmatrix des Fluids	
$[C_s]$	Dämpfungsmatrix der Struktur	
CFK	Kohlefaser (Carbonfaser) verstärkter Kunststoff	
D	Durchmesser	m
E	E-Modul	$\frac{N}{m^2}$ bzw. GPa
\mathbf{E}	Elastizitätsmatrix	
F	Kraft	N
G	Schubmodul	$\frac{N}{m^2}$ bzw. GPa
I	Flächenträgheitsmoment	$\frac{N}{m^2}$
K	Plattensteifigkeit	Nm
$[K]$	Kombinierte Struktur-Fluid-Steifigkeitsmatrix	
$[K_f]$	Fluid-Steifigkeitsmatrix	
$[K_s]$	Struktur-Steifigkeitsmatrix	
$\{L\}^T$	Matrix-Operator $\left\{ \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right\}$	—
L_p	Schalldruckpegel	dB
LL	Limit-Load	
M	Flächengewicht	$\frac{kg}{m^2}$
M	Biegemoment	Nm
$[M]$	Kombinierte Struktur-Fluid-Massenmatrix	
$[M_f]$	Fluid-Massenmatrix	
$[M_s]$	Struktur-Massenmatrix	
N	Anzahl der verwendeten Eigenformen	—
N_{cr}	Kritische Beullast	$\frac{N}{m}$
$\{N\}$	Elementansatzfunktion für den Druck	
$\{N'\}$	Elementansatzfunktion für Verschiebungen	

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
P	(Schall-)Leistung	
$\{P_e\}$	Knotendruckvektor	Pa
$\{Q\}$	$= \int \{P_e\} dt$	
Q	Querkraft	N
R	Schalldämmmaß	dB
$[R]$	Koppelmatrix	
S	Oberfläche	m^2
SE	Struktureller Effizienz-Koeffizient	—
T	Harmonische Zeit-Ansatzfunktion	
$\{U\}$	Knotenverschiebungsvektor an der Struktur-Fluid Grenzfläche	m
$\{U_e\}$	Knotenverschiebungsvektor	m
UL	Ultimate Load	
V	Volumen	m^3
V^e	Element-Volumen	m^3
$[V]$	Matrix der Lanczos-Vektoren ($n \times q$)	
W	Durchsenkung-Ansatzfunktion	
α	Phasenverschiebung	
β	Verlustfaktor	—
ε	Dehnung	—
$\varepsilon_I, \varepsilon_{II}$	Hauptdehnungen	—
ϵ	Anregungseffizienz	dB
η	Verlustfaktor	—
λ	Wärmeleitkoeffizient	$\frac{W}{m \cdot K}$
λ	Wellenlänge	m
ν	Querkontraktionszahl	—
ρ	Dichte	$\frac{kg}{m^3}$
σ_{ij}	Spannung am i -Schnittpunkt in j -Richtung	$\frac{N}{mm^2}$
ω	Winkelfrequenz	$\frac{1}{s}$ bzw. $\frac{rad}{s}$
τ	Schubspannung	Pa
τ	Transmission-Loss Koeffizient	
φ	Winkel	$^\circ$
ξ	Schallausschlag	m
$\tilde{\xi}$	Effektivwert des Schallausschlag	m
Ω	Anregungskreisfrequenz $= 2\pi f$	$\frac{1}{s}$ bzw. $\frac{rad}{s}$
Φ	Geschwindigkeitspotential	m
Φ	Phasenverschiebung	rad

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
$\{\Phi\}_i$	Eigenvektor i	
$[\Phi]$	Modalmatrix	

1 Einleitung

Die Hauptanforderung beim Bau von Flugzeugrümpfen ist die Erfüllung der gestellten Anforderungen bei geringem Gewicht bei geringen Kosten in der Fertigung und im Betrieb.

Wird durch den Einsatz von modernen Werkstoffen mit entsprechenden Fertigungsverfahren das Gesamtgewicht und damit der Verbrauch reduziert, können die Gesamtkosten für ein Flugzeug über die Lebensdauer auch dann geringer sein, wenn die Fertigung etwas kostenintensiver ist als die herkömmlichen Aluminiumbauweisen.

Metalltechnologien haben diesbezüglich nur mittelfristig Verbesserungspotential, z.B. durch die Einführung von verbesserten Schweißverfahren.

Langfristig können nur Composites Kosten *und* Gewicht verringern. Der Einsatz von CFK in großem Maßstab bei Strukturbauteilen erfordert jedoch einen großen Forschungs- und Entwicklungsaufwand.

Während durch neue Metalltechnologien vor allem die Kosten, kaum jedoch das Gewicht gegenüber den klassischen Aluminium-Rümpfen gesenkt werden kann, läßt sich mit den derzeitigen CFK-Faserverbundtechnologien (Prepregs/Autoklav) vor allem das Gewicht senken. Die Kosten bleiben jedoch gleich oder steigen sogar an. (s. Abb. 1.1)

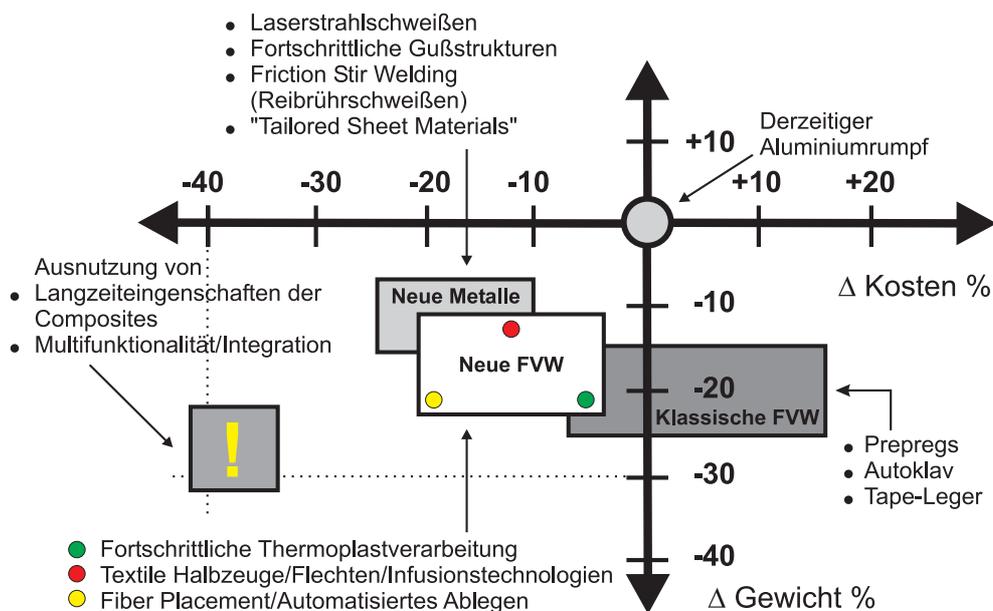


Abbildung 1.1: Trends CFK vs. Metall [Air02a]

Neue Faserverbundtechnologien, darunter vor allem solche mit automatisierter Fertigung kommen an die Gewichtseinsparung der klassischen Faserverbundbauweisen fast heran, senken jedoch vor allem die Kosten.

Das Ziel der Entwicklung soll jedoch eine massive Einsparung von Gewicht und Kosten sein, welche vor allem durch integrale Bauweisen und Multifunktionalität einzelner Bauteile in Verbindung mit einer weitgehend automatisierten Fertigung erreicht werden soll.

1.1 Problemstellung

Neben den Anforderungen an die Strukturmechanik, Impact, Crash, Fertigung, Wärmedämmung usw., die in Kapitel 2 behandelt werden, wird in dieser Arbeit vor allem der Einfluß der Bauweisen eines CFK-Rumpfes auf die Innenraumakustik, vor allem auf den Schalldurchgang von außen nach innen untersucht, da

- die anzustrebende Massenreduzierung der Lärmisolation tendenziell entgegenwirkt
- sandwichartige Bauweisen mit hohen lokalen Biegesteifigkeiten durch niedere „Koinzidenzfrequenzen“ zwischen akustischen und strukturellen Schwingungen den Schalldurchgang von Außen nach Innen begünstigen
- und somit entsprechende Gegenmaßnahmen, die den Strukturentwurf mit beeinflussen, integral mit betrachtet werden sollen.

1.2 Vorgehen

- Zusammenstellung des Stands der Technik und Bewertung des Potentials der Weiterentwicklung und Intergrationsfähigkeit in einem CFK-Rumpf.
- Experimentelle und numerische Untersuchungen zum Einfluß der Biegesteifigkeit von Sandwichstrukturen auf den Schalldurchgang.

2 Aufbau von CFK-Rümpfen

Nach einem kurzen Abriss der geschichtlichen Entwicklung des Einsatzes von Faserverbundwerkstoffen im Flugzeugbau wird in diesem Kapitel zunächst auf das grundsätzliche Potential von Faserverbundwerkstoffen von der Werkstoffseite eingegangen. Besonderer Augenmerk wird dabei darauf gelegt, daß die Vorteile der reinen Materialeigenschaften je nach Einsatzgebiet und Belastung relativiert betrachtet werden müssen.

Danach wird auf die Anforderungen an Flugzeigrümpfe im allgemeinen und bei CFK-Rümpfen im besonderen eingegangen, die unabhängig von der gewählten Bauweisen erfüllt werden müssen.

In der Folge werden verschiedene Bauweisen betrachtet und nach ihren Vorteilen und Nachteilen entsprechend den Herausforderungen und der Integrierbarkeit der verschiedenen Funktionen beurteilt.

2.1 Geschichtliche Entwicklung

In den Anfängen der Luftfahrt wurde hauptsächlich Holz als natürlicher Verbundstoff eingesetzt. Seit den 30er Jahren bis heute werden hauptsächlich Aluminiumlegierungen eingesetzt. Weiterhin wurden bis etwa zum 2. Weltkrieg weiterhin Holzstrukturen eingesetzt, zum Teil anspruchsvolle Balsa-Sperrholz Sandwich Laminates. Als Vorreiter zu den modernen faserverstärkten Kunststoffen kann der Rumpf der 1940 entwickelten und gebauten Spitfire gelten, der aus mit Flachfasern verstärktem Phenolharz gebaut wurde.

Der Einsatz von kohlefaserverstärkten Kunststoffen im Flugzeugbau begann mit der Entwicklung der Kohlefaser im Jahre 1964 durch die „Royal Aircraft Establishment“ in Farnborough, UK. Jedoch wurden diese neuen Verbundwerkstoffe erst in den späten 60er Jahren auf Versuchsbasis in militärischen Flugzeugen eingesetzt, vor allem für Klappen, Spoiler, Ruder und Türen. Nach dem Sammeln von Erfahrungen in der Anwendung und Verbesserung der Materialeigenschaften wurden später dann auch Aluminium und Titanlegierungen in Primärstrukturen ersetzt.

Auch im zivilen Luftfahrtbereich wurden zunächst zunehmend Teile der Sekundärstruktur zunächst durch Glas- und später auch durch Aramid- und Kohlefaserverstärkte Kunststoffe ersetzt. Vor allem an den Flügelvorderkanten werden wegen der relativ hohen Schadenstoleranz gegen Impact Aramidlaminates eingesetzt. ([Niu97])

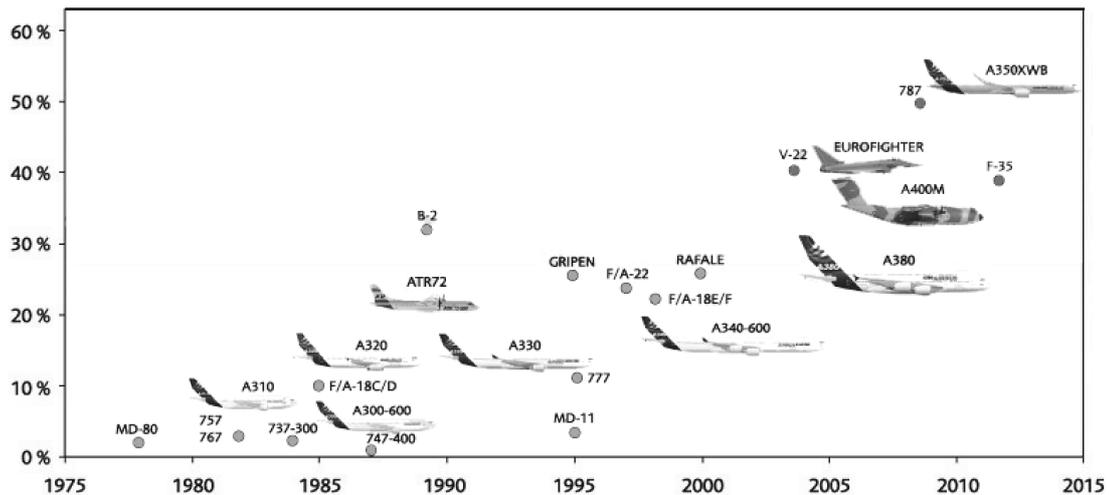


Abbildung 2.1: Anteil der Faserwerkstoffe an der Strukturmasse bei kommerziellen Flugzeugen [EAD08]

Im Segelfluggbereich wurden faserverstärkte Kunststoffe schon früh eingesetzt. Das erste Voll-GFK-Segelflugzeug, die fs24 aus Stuttgart, hatte 1957 ihren Erstflug. [Aka07b] CFK wurde erstmalig 1972 für Flügelteile bei der SB10 in Braunschweig eingesetzt, mit der SB11 hatte das erste voll-CFK-Segelflugzeug 1978 seinen Erstflug. [Aka07a]

Im Bereich der kleineren Zivilflugzeuge hatte z.B. der Lear Fan 2100 Ende 1980 als einer der ersten Voll-Faserwerkstoffflugzeuge seinen Erstflug. ([Niu96])

Derzeit in Entwicklung befindliche Verkehrsflugzeuge setzen auch beim Rumpf vermehrt auf Verbundwerkstoffe: Beim Airbus A380 bestehen Teile der Rumpfhaut aus einem Aluminium-Glasfaser Laminat, genannt GLARE, welches vor allem aus Gründen der Schadenstoleranz und Ermüdung verwendet wird. Bei den in Entwicklung befindlichen Modellen Boeing 787 und Airbus A350XWB wird die komplette Rumpfröhre aus CFK bestehen.

2.2 Potential von CFK-Strukturen gegenüber Aluminium

Betrachtet man die Tabelle 2.2 mit den spezifischen Materialeigenschaften von CFK-Laminaten und Aluminium, fällt ein großer Vorteil von CFK-Laminaten bezüglich ihrer spezifischen Festigkeit und Steifigkeit gegenüber Aluminium auf.

In den beiden auf die Materialeigenschaften folgenden Kapiteln wird jedoch an zwei Beispielen, die typische Problemstellungen auch an Flugzeugstrukturen repräsentieren, gezeigt, daß dieses Potential nicht unbedingt ausgeschöpft werden kann bzw. sollte. Vielmehr ist es oft sinnvoll, einen Teil dieses Potentials in andere Designaspekte wie weniger Spannungsüberhöhung, besseres Ermüdungsverhalten, bessere thermische

und akustische Eigenschaften und Reduktion von Teilen, Produktions- und Wartungskosten zu investieren.

Ein weiterer Aspekt ist, daß je nach Einsatzort und Belastungsart wegen der Impact-Gefährdung erhöhte Sicherheitsfaktoren berücksichtigt werden müssen, die die hervorragenden statischen Materialeigenschaften wieder relativieren.

2.2.1 Materialeigenschaften von Faserverbundmaterialien

Aus den in Tabelle 2.1 zusammengefassten Eigenschaften ergeben sich folgende bevorzugte Einsatzgebiete für die verschiedenen Fasern/Matrizen:

Glasfaser

Wegen der geringen Festigkeit und Steifigkeit nur für Sekundärstrukturen wie Verkleidungsteile, Lüftungsrohre,...

Aramidfaser

geringe Druckfestigkeit und schlechte Verbindung zum Harz; leichter und kostengünstiger als Kohlefasern, gute Impactfestigkeit, Feuchtigkeitsempfindlich; Impact-gefährdete Bereiche

Kohlefaser

Bis auf Impact hervorragende Eigenschaften; Fasern mit unterschiedlichen Eigenschaften erhältlich; Einsatz in Primärstrukturen

Duroplast-Matrix

„klassisches“ Matrixmaterial Epoxidharz, relativ spröde, daher schlechte Impact-Toleranz schon bei geringen Energieniveaus

Thermoplast-Matrix

z.B. PPS, PEEK,...; bessere mechanische Eigenschaften als Duroplaste, aufwendigere Verarbeitung (bei hohen Temperaturen); Impact-gefährdete Bereiche

Duroplast-Matrix mit Thermoplastanteil

Verbesserung der Impact-Eigenschaften des Duroplastes, Verarbeitung wie Duroplaste, bei leicht erhöhter Temperatur ([Cyt95], [Sou05])

2.2.2 Strukturelle Effizienz

Für die Auswahl des Werkstoffes ist die strukturelle Effizienz (SE) ein mit ausschlaggebender Faktor [Beu05b]. Um Materialien zu vergleichen, ist es wichtig die Struktur, in der sie eingesetzt werden sollen, und die erwartete Belastung neben der Gewichtsminimierung zu berücksichtigen. Für steifigkeitsrelevante Anwendungen ist die SE in Tabelle 2.3 gegeben. Auf dieser Basis können verschiedene Materialien verglichen werden, wie in Tabelle 2.4 gezeigt wird.

Tabelle 2.1: Vergleich der Materialeigenschaften (nach [Niu97])

	Zugfestigkeit	Zug-E-Modul	Druckfestigkeit	Druck-E-Modul	Impact-Festigkeit	Interlaminare Scherfestigkeit	Dichte	Ermüdung (Zug)
GFK	-	-	o	-	o	+	-	-
AFK	+	o	-	o	+	o	+	o
CFK	+	+	+	+	-	+	o	+
Aluminium	-	o	-	o	+	(+)	-	-

+: Gut o: Durchschnittlich -: Schlecht

Tabelle 2.2: Festigkeiten und Steifigkeiten von verschiedenen CFK-Laminaten und Aluminium. Die CFK-Werte gelten für 50% Faservolumenanteil. Die Bruchspannungen gelten für Zug. (nach [Jon05])

Material	ρ [kg/m ³]	E_1 [GPa]	E_2 [GPa]	G_{12} [GPa]	σ_1 [MPa]	σ_2 [MPa]	E_1/ρ [$\frac{MNm^2}{kg}$]	σ_1/ρ [$\frac{kNm^2}{kg}$]
CFK UD	1450	120	11,8	10,5	1400	51	82,8	965,5
CFK [(0 ₂ / ± 45) _n] _s	1450	76,6	26,4	21	659		52,6	454,5
CFK isotrop	1450	52,5	52,5	21			36,2	
Aluminium 2024 T3	2730	72,4	72,4	27,2	405	405	26,5	148,4

Tabelle 2.3: Strukturelle Effizienz-Koeffizienten (SE für grundlegende Strukturelemente)

Struktur-Effizienz Koeffizienten		
Monolitische Balken, Platten und Schalen	Zug	$SE = f(E/\rho)$
	Druck (kein Beulen)	
Sandwichplatten und -schalen	Zug/Druck	
	Biegung	
Monolitische Balken	Beulen	$SE = f(E^{1/2}/\rho)$
	Biegung	
Monolitische Platten und Schalen	Beulen	$SE = f(E^{1/3}/\rho)$
	Biegung	

Tabelle 2.4: Strukturelle Effizienz verschiedener Materialien

		ρ	E	E/ρ	$E^{1/2}/\rho$	$E^{1/3}/\rho$
		$[kg/dm^3]$	$[GPa]$			
Faserverbundwerkstoffe ¹	E-Glas	1,87	20,9	11,1	2,42	1,46
	HM-aramid	1,34	30,5	22,8	4,12	2,33
	HT-carbon	1,49	50,4	33,8	4,76	2,58
Metalle	Aluminium	2,8	70,0	25,0	2,99	1,47
	Stahl	7,8	210	26,9	1,85	0,76

¹ Faservolumenanteil 50%, $E = (E_{Druck} + E_{Zug})/2$

So ist der Unterschied der SE zwischen Metallischen- und Faserverbundwerkstoffen beim Einsatz als Deckhaut bei Sandwichkonstruktionen relativ gering, da die Deckhäute auch bei Biegung hauptsächlich auf Zug- und Druck belastet werden. Hier kommen dann weitere Faktoren bei der Materialauswahl ins Spiel, wie Material- und Verarbeitungskosten. (Z.B. ist die Fertigung doppelt gekrümmter Sandwichstrukturen aus Metallen schwierig.)

2.2.3 Designspielraum von Bauteilen mit Ausschnitten und Kerben

In diesem Beispiel wird das Verhalten einer zugbelasteten Probenplatte mit einem kreisförmigen Loch als einfaches Beispiel für Ausschnitte (z.B. für Leitungen o.ä.) und Kerben nach [Jon05] betrachtet. Als Referenz dient eine Aluminiumplatte mit gleicher Geometrie. Nur deren Dicke t_a unterscheidet sich von der Dicke t_c der CFK-Platte. (Indizes „c“ beziehen sich auf CFK, „a“ auf Aluminium.) Für diese Überlegungen wird ein Lagenaufbau gewählt, der für seine relativ gute Fähigkeit Spannungskonzentrationen aufzunehmen bekannt ist. Dies ist ein $[(0_2/+45/-45)_n]_s$ Lagenaufbau, wo n die Anzahl der $(0_2/+45/-45)$ Pakete ist und s einen symmetrischen Lagenaufbau beschreibt. Die für die Berechnung relevanten mechanischen Kennwerte dieses Lagenaufbaus sind in Tabelle 2.2 aufgeführt.

Die Lamineigenschaften wurden dazu aus den Eigenschaften einer UD-Lage mit der klassischen Laminate Theorie berechnet (s. beispielsweise [Jon75]). Die Festigkeitswerte wurden mit dem Puck'schen Kriterium [Puc69] berechnet. Das Verhältnis zwischen Plattenbreite w und dem Lochdurchmesser D wird als größer drei angenommen. Daraus folgt, daß für die Spannungsberechnung um das Loch Lethnitski's Formeln [Lek69] für unendliche anisotrope Platten benutzt werden können. Die Berechnungen zeigen, in Kombination mit dem Puck'schen Kriterium, daß die Spannungsüberhöhung im Restquerschnitt neben dem Loch, die für statisches Versagen kritisch ist,

$$\frac{\sigma}{\sigma_{br_c}} = 3,465 \quad (2.1)$$

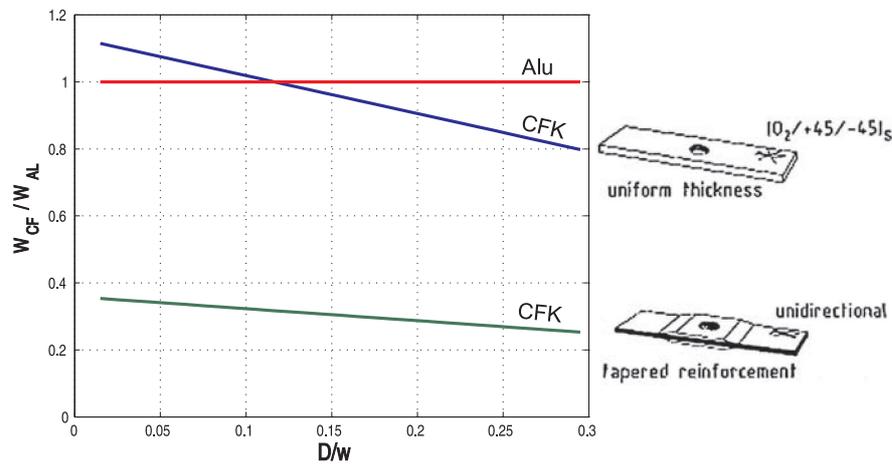


Abbildung 2.2: Design-Spielraum einer zugbeanspruchten Platte mit Loch ([Jon05])

zu einer statischen Bruttobruchspannung

$$\bar{\sigma}_{Br_c} = 190 \text{ MPa} \quad (2.2)$$

führt. So beträgt die relative Festigkeit des Laminats nur 29% der üblichen Materialfestigkeit. Die im Flugzeugbau üblicherweise verwendeten Aluminiumlegierungen haben ein duktileres Verhalten. Damit kann im kleinsten Restquerschnitt bei hohen Lasten Fließen in der Aluminiumplatte angenommen werden, was zu einer gleichmäßigeren Spannungsverteilung beim Bruch führt. Die statische Bruttobruchspannung dieser Platte ist dann abhängig von der Materialfestigkeit von Aluminium σ_u mit

$$\bar{\sigma}_{Br_a} = \sigma_u \left(1 - \frac{D}{w}\right). \quad (2.3)$$

Wenn die CFK und Aluminiumplatte bei gleicher Last P_u versagen sollen,

$$P_u = \bar{\sigma}_{Br_c} t_c w = \bar{\sigma}_{Br_a} t_a w, \quad (2.4)$$

dann ist ihr Gewichtsverhältnis gegeben durch

$$\frac{W_c}{W_a} = \frac{t_c \rho_c}{t_a \rho_a} = \frac{\sigma_u \rho_c}{\bar{\sigma}_{Br_c} \rho_a} \left(1 - \frac{D}{w}\right) = 1,132 \left(1 - \frac{D}{w}\right), \quad (2.5)$$

mit den Dichten ρ_c und ρ_a . Die Werte für die folgende Berechnung wurden aus Tabelle 2.2 übernommen.

Abbildung 2.2 zeigt das Gewichtsverhältnis der beiden Platten als Funktion von D/w . Für relativ kleine Löcher kann wegen der mangelnden Möglichkeit zur Plastifizierung und zur Spannungsumlagerung mit einer CFK-Platte keine Gewichtsreduktion gegenüber einer Aluminiumplatte erreicht werden. CFK verhält sich spröde und ist daher schon bei kleinen Löchern empfindlich. Dahingegen verhält sich die Aluminiumplatte in diesem Fall aufgrund des örtlichen Fließens ähnlich wie eine Platte ohne Loch. Für größere Löcher verschwindet dieser Vorteil und der Vorteil der höheren spezifischen Festigkeit des CFK dominiert in dem Gewichts-Verhältnis.

Man kann das Gewicht der CFK Platte natürlich durch geeignete Maßnahmen verringern. In Anbetracht des vorliegenden Lastfalles würde sich eine UD-Platte anbieten, die im Bereich des Loches mit $\pm 45^\circ$ Lagen verstärkt wird, die die Spannungen um das Loch herumführen. Es wird angenommen, daß das Zusatzgewicht der Verstärkung um das Loch 20 % des Gewichts der CFK-Platte beträgt. Weiter wird angenommen, daß das UD Material bei 0,6 % Dehnung versagt, was einer Spannung von 720 MPa entspricht. Das Dickenverhältnis des UD-Teils der CFK Platte und der Aluminiumplatte bzw. das Gewichtsverhältnis der beiden Platten beträgt:

$$\frac{t_{UD}}{t_a} = \frac{\bar{\sigma}_{Bra}}{720} = \frac{405(w - D)}{720w} = 0,563 \left(1 - \frac{D}{w}\right) \quad (2.6)$$

$$\frac{W_c}{W_a} = 1,2 \frac{t_{UD}\rho_c}{t_a\rho_a} = 0,359 \left(1 - \frac{D}{w}\right) \quad (2.7)$$

Dieses Gewichtsverhältnis als Funktion von D/w ist ebenfalls in Abbildung 2.2 dargestellt. Die Gewichtsreduktion der verstärkten gegenüber der unverstärkten UD-Platte ist recht groß, wie Abbildung 2.2 zeigt. Die Nachteile einer solchen CFK-Struktur sollten aber auch nicht unterschätzt werden:

- Die Herstellung der Aufdickung ist aufwändig und teuer im Vergleich zu einer Platte mit konstanter Dicke.
- Die Verstärkung ist recht dick im Vergleich zum UD-Bereich. (Faktor 3,8!) Es gibt also keine glatte Oberfläche.
- Der verstärkte Bereich ist Ermüdungsanfällig. Der UD-Bereich ist relativ dünn, was ihn anfällig in Bezug auf Impact macht.

Die beiden Linien in Abbildung 2.2 beschreiben den Bereich in dem zwischen Gewichtsreduktion auf der einen Seite und reduzierten Herstellungskosten und verbesserter Lebensdauer auf der anderen Seite ein Optimum gesucht werden kann. So müssen die Vorteile der beiden dargestellten Versionen für jeden speziellen Fall genau untersucht werden. Für Außenhäute zum Beispiel wird man wohl den $[(0_2/+45/-45)_n]_s$ Lagenaufbau wegen der glatten Oberfläche wählen, vor allem in Impact-gefährdeten Bereichen. Für Strukturen im Innenraum, die kaum Impact-gefährdet sind, wird man sich eher für die gewichtseffizientere Variante entscheiden.

Wenn der $[(0_2/+45/-45)_n]_s$ Lagenaufbau gewählt wird, basiert die globale Struktur offensichtlich auf der notwendigen Laminatfestigkeit für die lokalen Spannungserhöhungen, in diesem Beispiel dem Loch. Es gibt dann keine lokalen Verstärkungen, das Laminat ist überall gleich dick. Daher gibt es kaum (oder auch keine) Gewichtseinsparung gegenüber der Aluminiumplatte. Allerdings werden Aluminiumstrukturen aus Ermüdungsgründen meist um Ausschnitte herum verstärkt, was hier nicht berücksichtigt wurde. In diesem Fall führt der Einsatz von CFK möglicherweise zu Gewichtseinsparungen: Nicht als primäres Ziel, sondern als zusätzlicher Nutzen.

2.2.4 Designspielraum beim Beulen einer CFK-Platte

Wie im vorhergehenden Kapitel wird hier das Potential einer CFK-Platte gegenüber einer Aluminium Referenz im Hinblick auf Produktionskosten, Lebensdauer und Gewichteinsparpotential bei einer Druckbelastung bezüglich Beulen untersucht. Es wird ein einfacher Lastfall betrachtet, für den eine analytische Lösung für die Beulkraft verfügbar ist: Eine in-plane belastete rechteckige Platte mit lokalem Beulen und vier einfach gelagerten Kanten. Die Platte besteht aus einem quasi-isotropen Lagenaufbau. Desweiteren sind die Abmessungen Länge l und Breite w und die Beulform als kritisch anzunehmen, so daß man die kleinste Beullast N_{cr} erhält:

$$N_{cr} = \frac{1}{3} \frac{\pi^2 E t^3}{w^2 (1 - \nu^2)}. \quad (2.8)$$

Wegen des ungünstigen Verhaltens nach dem Beulen, kann der CFK-Platte kein Beulen erlaubt werden. Damit ist die kritische Beullast die Ultimate-Last. Bei der Aluminiumplatte dagegen wird Beulen bei Limit-Last erlaubt. Ultimate-Last und Limit-Last sind üblicherweise mit dem Faktor 1,5 verbunden. Dies führt zu folgender Anforderung für die jeweiligen Beullasten:

$$N_{cr_c} = 1,5 N_{cr_a} \quad (2.9)$$

Setzt man Gleichung (2.8) für CFK und Aluminium in Gleichung (2.9) ein, kann man bei gleichen Abmessungen direkt nach dem Dickenverhältnis t_c/t_a auflösen:

$$\frac{t_c}{t_a} = \sqrt[3]{1,5 \frac{E_a (1 - \nu_c^2)}{E_c (1 - \nu_a^2)}}. \quad (2.10)$$

Das Gewichtsverhältnis ergibt sich dann mit der Dichte ρ zu

$$\frac{W_c}{W_a} = \frac{t_c \rho_c}{t_a \rho_a}. \quad (2.11)$$

Mit den Materialdaten aus Tabelle 2.2 erhält man für das Dickenverhältnis t_c/t_a den Wert 1,29, für das Gewichtsverhältnis W_c/W_a den Wert 0,688. D.h. die CFK-Platte ist mehr als 30% leichter als die Aluminiumplatte. Dabei ist die Anforderung für die kritische Beullast 50% höher! Hauptsächlich durch die geringere Dichte und der aus der Dicke folgenden hohen Biegesteifigkeit ist die CFK-Platte gewichtsmäßig strukturell höchst effizient.

Die geringe Dichte kann auch für andere Vorteile als die reine Gewichtsreduktion genutzt werden. Um den nutzbaren Bereich abzugrenzen wird nun angenommen, daß die CFK-Platte das gleiche Flächengewicht wie die Aluminiumplatte haben soll. Dazu muß die Dicke um den Faktor 1,45 (= 1/0,688) erhöht werden. Um nun die gleiche kritische Streckenlast zu erhalten, kann nun nach Gleichung (2.8) die Breite w der Platte um etwa 75% angehoben werden. Der Spielraum ist in Abbildung 2.3 zwischen der grünen und roten Linie dargestellt. Zum Vergleich ist jeweils noch die Beullast für Aluminiumplatten dargestellt. Es wird angenommen, daß die Platte teil

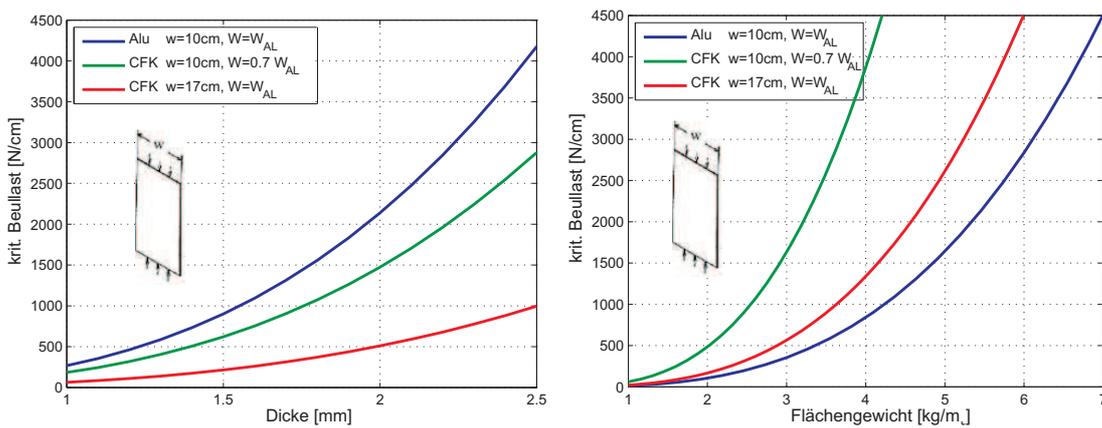


Abbildung 2.3: Design-Spielraum einer druckbeanspruchten Platte: kritische Beulast bezogen auf die Plattendicke (links) und auf das Flächengewicht (rechts) (nach [Jon05])

der Haut eines versteiften Panels ist, wobei ein Anstieg der Breite w einem Anstieg des Stringerabstandes entspricht - und damit einer Abnahme der Stringeranzahl.

Nun werden auch die Vorteile der höheren Dicke deutlich:

- Die Herstellung des Stringerversteiften Panels mit der erhöhten Dicke ist aufgrund der geringeren Anzahl von Teilen und weniger (schwierigen) Verbindungen einfacher.
- Die Überwachung der Fertigung daher ist einfacher.
- Bei gleichem Lastniveau ist die Spannung an der Oberfläche um etwa 32% niedriger. Damit wird das Panel Schadenstoleranter gegenüber Impact und damit weniger Druck-Ermüdungsanfällig. Damit wird wiederum die Lebensdauer erhöht. Außerdem wird, wenn ein Schaden eintritt, dieser sich mehr lokal auswirken und einfacher zu entdecken und zu reparieren sein.
- Die thermische Isolation wird besser.

Dagegen ist natürlich der höhere Preis für ein dickeres Laminat ein Nachteil, der jedoch durch die geringere Zahl der Stringer wieder ausgeglichen werden kann.

Letztendlich gibt es zusätzlichen Nutzen einer moderaten Gewichtsreduktion. Obwohl das Gewicht der Panel-Haut das selbe ist wie bei der Aluminiumreferenz, wird das Gesamtgewicht des Panels durch die geringere Anzahl der Stringer sinken. Damit können, selbst wenn Gewichtsreduktion nicht das primäre Ziel ist, durch geschickte Anwendung von CFK-Design Prinzipien viele strukturelle und herstellungstechnische Vorteile genutzt werden, inklusive einem reduziertem Gesamtgewicht.

2.2.5 Reduktion der Auslegungsdehngrenzen durch Impact und Löcher

In der Praxis hat sich gezeigt, daß sich in der Auslegung von Faserverbundstrukturen die Beachtung von Dehngrenzen bewährt hat. Jedoch dürfen die bei Belastung auftretenden Hauptdehnungen $\varepsilon_I/\varepsilon_{II}$ nicht an die aus Zug-/Druckfestigkeit und Steifigkeit des Materials berechenbaren maximalen Dehnungen $\varepsilon_b = \frac{\sigma_t}{E_1}$ heran ausgelegt werden. Vielmehr muß diese maximal zulässige Dehnung je nach Beanspruchungsart (Zug/Druck/Schub) und Störungen (Löcher, Impact,..) entsprechend experimenteller Ergebnisse reduziert werden. Zusätzlich sind je nach Einsatzbedingungen (Feuchte, Temperatur) weitere Reduktionsfaktoren zu berücksichtigen.

Sind in einem Bauteil für Verbindungselemente oder Leitungsdurchführungen (kleine Löcher) notwendig, so muß für die Dehngrenze entsprechend der Spannungsüberhöhung an Löchern (s. Kapitel 2.2.3 – OHT-Open Hole Tension) reduziert werden.

Ist ein Bauteil Impactgefährdet, so ist im Druckbereich die Dehngrenze entsprechend von Ergebnissen im Compression after Impact-Test (CAI) zu reduzieren. (s. Abbildung 2.4)

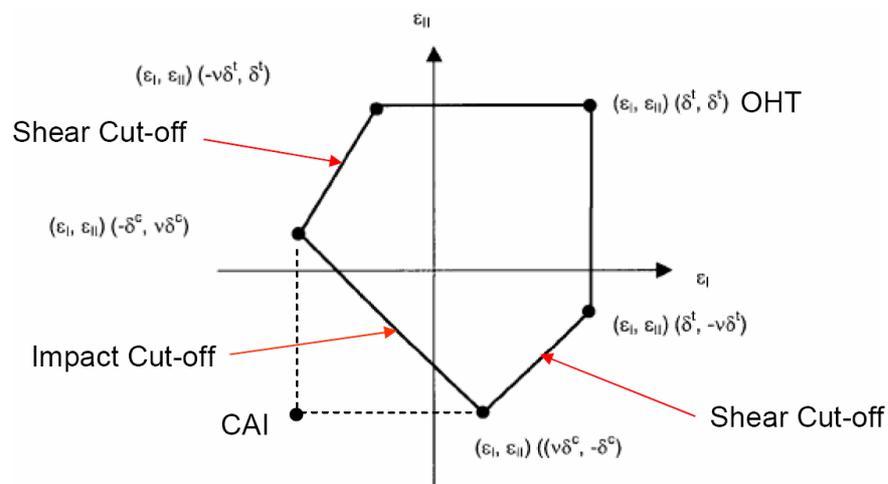


Abbildung 2.4: Einhüllende des „Maximalen Hauptdehnungs Kriterium“-Versagenskriterium mit einem Impact Cut-off unter der Annahme, daß ein Laminatversagen nach einem Impact-Schaden durch Beulen verursacht wird [Har06]

2.3 Anforderungen an einen (CFK-) Rumpf

An einen Rumpf werden Anforderungen von vielen Disziplinen gestellt. Die Wichtigsten werden hier im folgenden behandelt:

- Strukturmechanik

- Fertigung/Kosten
- Wärmedämmung
- Umweltbedingungen
- Innenlärm

2.3.1 Strukturmechanik

Die Strukturmechanik ist das wichtigste Kriterium bei der Auslegung von Flugzeugrümpfen. Die weiteren Disziplinen müssen sich im Zweifelsfall der Strukturmechanik unterordnen. Dennoch ist eine weitestgehende Integration beispielsweise der Lärm- und Wärmedämmung sowie der Systeme in die Struktur anzustreben.

Strukturmechanischer Entwurfsspielraum

Aus der Sicht der Fluggesellschaften liegen die wesentlichen Vorteile eines CFK-Rumpfes im geringen spezifischen Gewicht, verbunden mit einer hohen Lebensdauer infolge Ermüdungs- und Korrosionsfreiheit. Gefordert werden daneben aber auch:

- geringer Wartungsaufwand; d.h. große Inspektionsintervalle
- einfache und schnelle Reparierbarkeit; d.h. Nietreparaturen müssen möglich sein
- Gute Inspizierbarkeit: Schäden müssen durch äußere zerstörungsfreie Prüfungen festgestellt werden können
- Medienbeständigkeit, keine Wasseraufnahme bei Sandwich
- UV-Beständigkeit
- Betriebstemperatur -55 bis 90°C

Auf der Herstellerseite steht der ökonomische Nutzen im Vordergrund, wodurch die Kosten-Gewichts-Relation entwurfsbestimmend wird. Der Anstrengung, gewichtsoptimale Auslegungen durch Erhöhung des Materialausnutzungsgrades zu erzielen, wirken Anforderungen aus Schadenstoleranz, Betriebsverhalten, Reparaturfähigkeit und Umwelteinflüssen entgegen (Abb. 2.5).

Der Materialausnutzungsgrad spiegelt sich im Auslegungs-Dehnungsniveau (Design-Strain) wieder, welches bei bisher realisierten Flugzeug-Primärstrukturen, wie Höhen- und Seitenleitwerk deutlich unterhalb der Festigkeitsgrenzen des Materials liegen. Dies resultiert wie in Kapitel 2.2.5 gezeigt im Wesentlichen aus den pauschalen Abminderungen für Impact-Schadenstoleranz und Kerbempfindlichkeit infolge Nietungen. Weitere abmindernde Faktoren werden durch die geforderte statistische Absicherung durch B-Werte sowie durch die Umwelteinflussgrößen Temperatur und Feuchte erzeugt (Abb. 2.6).

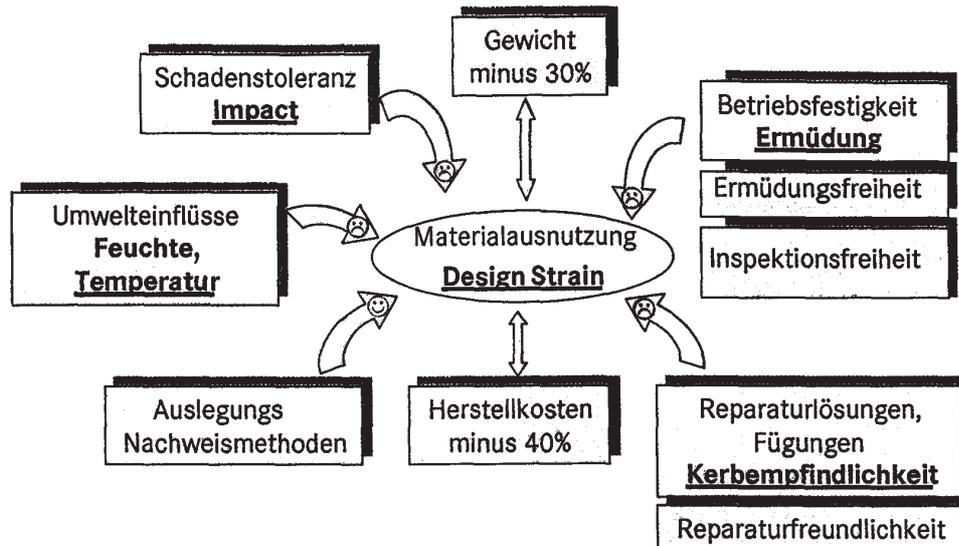


Abbildung 2.5: Grenzen der Materialausnutzung [Air02b]

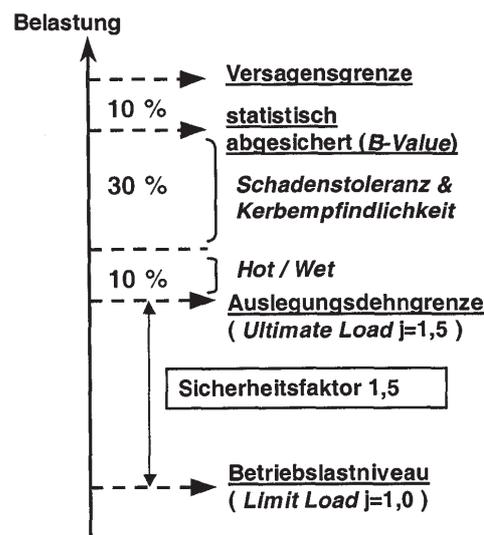


Abbildung 2.6: Dehngrenzen-Abminderungsfaktoren [Air02b]

Der generelle Sicherheitsfaktor von 1,5 auf die Betriebslasten schützt bereits weitestgehend vor ermüdungskritischen Belastungen. Bei den heutigen moderaten Auslegungsdehnungen (0,3 bis 0,4%) ist i.A. kein Ermüdungseffekt zu verzeichnen. Der dominierende Einfluss der Impact-Schadenstoleranz drückt sich auch in der Abhängigkeit der Auslegungsdehnung von der Schalen-Hautdicke aus. Die für verschiedene Schalen von 1 mm bis 3,5 mm Hautdicke unter kombinierten Schub-Druck-Belastungen ermittelten Grenzdehnungen am Beispiel der Airbus Seitenleitwerks-Schalen sind in Abbildung (2.7) dargestellt.

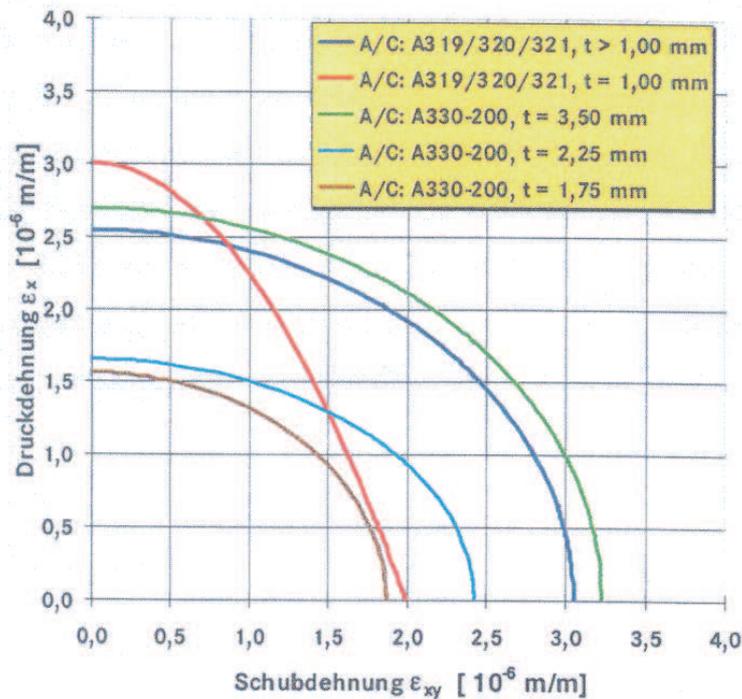


Abbildung 2.7: Auslegungsdehnungsgrenzen [Air02b]

Impact-Schadenstoleranz

Vergleicht man die Spannungs-Dehnungsdiagramme von einem CFK-Laminat und Aluminium, fällt auf, daß bei ähnlichem E-Modul und ähnlicher Bruchspannung die Bruchdehnung bei Aluminium etwa 22 mal höher ist als bei CFK aufgrund der fehlenden Plastifizierung. (Abbildung 2.8) Die Energieaufnahme (Fläche unter der Spannungs-Dehnungs Kurve) bis zum Bruch unterscheidet sich sogar um etwa den Faktor 45. In dieser geringen Energieabsorption ist die geringe Impact-Festigkeit von CFK-Laminaten begründet. Eine Verbesserung der Impactresistenz beinhaltet das höchste Potential bzgl. einer möglichen Steigerung des strukturellen Wirkungsgrades. Die dazu denkbaren Maßnahmen gliedern sich in zwei Kategorien:

- I Erhöhung des elastischen Potentials
- II Erhöhung des Energie-Absorptionspotentials

Kategorie I erfordert eine Reduzierung der Biegesteifigkeit, die mit einer größeren Deformation bei Querkraftbelastungen verbunden ist. Limitiert wird diese Maßnahme jedoch durch die geforderte Beulstabilität unter Längs- und Schubbelastungen sowie durch die lokalen Faserbruchgrenzen bei hohen Durchbiegungen. Bei Verwendung entsprechender hochfester Fasern und einer Matrix mit erhöhter Bruchzähigkeit könnte dennoch im unteren Energiebereich < 10 Joule ein rein elastisches Abwehren des Stoßes ohne Schädigungseintrag auch bei dünnen Häuten erreicht werden. Eine ähnliche bzw. ergänzende Wirkung hätte auch eine zusätzliche weiche, elastische Außenhülle (Gummihaut) als reine Impactschuttschicht.

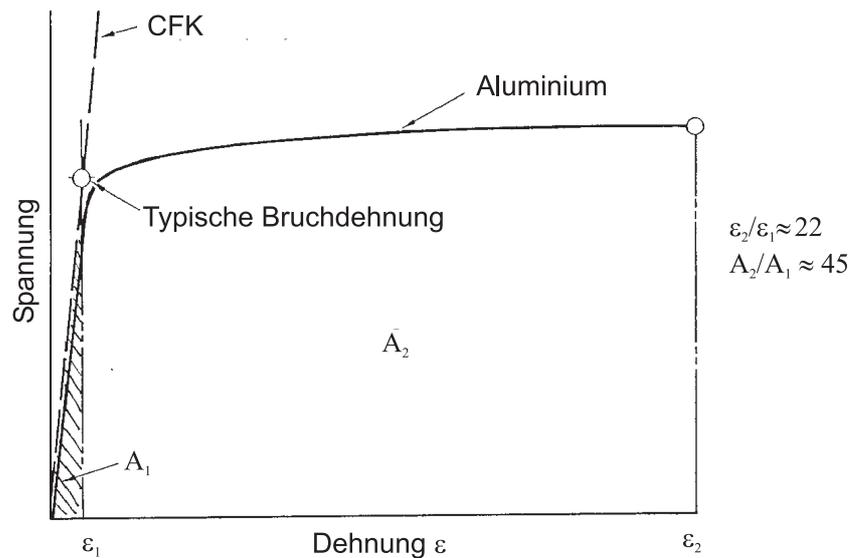


Abbildung 2.8: Spannungs-Dehnungsdiagramm von CFK und Aluminium im Vergleich [Niu96]

Eine Absorption der Energie (Kategorie II) geht immer mit einem gewissen Schadenseintrag einher. Dieser sollte jedoch die Restfestigkeit der Struktur möglichst wenig beeinträchtigen. Bei einem doppelschaligen Konzept lässt sich dies durch Funktionstrennung in eine innere tragende, eine äußere schützende Haut und einen Energieabsorbierenden Kern erreichen. Die weichere, äußere Haut wirkt in diesem Fall auch als Impact-Indikator. Da in diesem Falle die Restfestigkeit der intakten lasttragenden Innenhaut unbeeinträchtigt sein kann von einem Schadenseintrag in Außenhaut und Kern, erfordert das Konzept eine veränderte Nachweisphilosophie, die eine genaue Kenntnis der Restfestigkeit als Funktion der indizierten Schadensgrößen voraussetzt und damit auch bei sichtbaren äußeren Schäden noch keine sofortigen Maßnahmen verlangen muss. Unter Einbeziehung der Ereigniswahrscheinlichkeit für Impact ist dann eine integrierte Zuverlässigkeitsanalyse durchführbar, wie sie in Abb. (2.9) schematisch dargestellt ist.

Da dem Thema Impact-Resistenz bei den im CFK-Rumpf zu erwartenden dünnen Häuten eine sehr große Bedeutung beigemessen werden muss, liegt ein Schwerpunkt der experimentellen und analytischen Entwicklungsarbeiten bei der Optimierung der potentiellen Kernwerkstoffe (z.B. Faltschichten) und Modellbildung zur Simulation des Impact-Schadenseintrags in Deckhaut und Kern. Bisherige Erkenntnisse aus analytischen und numerischen Untersuchungen zeigen für Faltschichten aufgrund der vielseitigen Einstellbarkeit der Materialeigenschaften große Potenziale auf. So scheint z.B. eine Doppelstufigkeit realisierbar, bei der verschiedenen Impact-Energieeinträgen jeweils eine optimale elastisch/plastische Reaktion der Wabe entgegengesetzt werden kann. Eine Verifikation anhand von Versuchen steht allerdings noch aus. [Air02a]

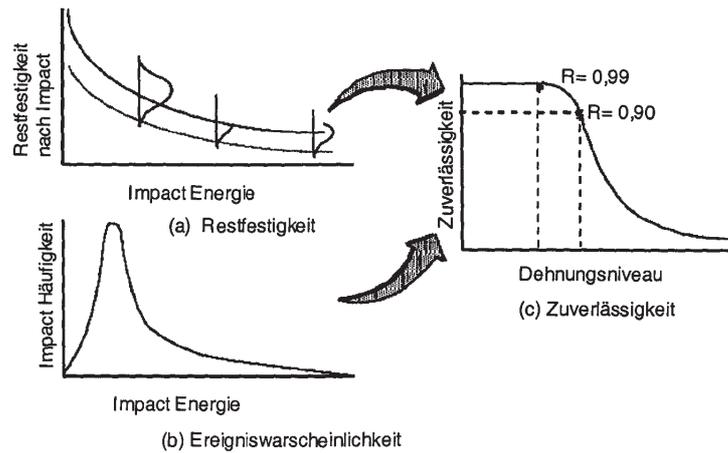


Abbildung 2.9: Zuverlässigkeit bei Impact [Kan98]

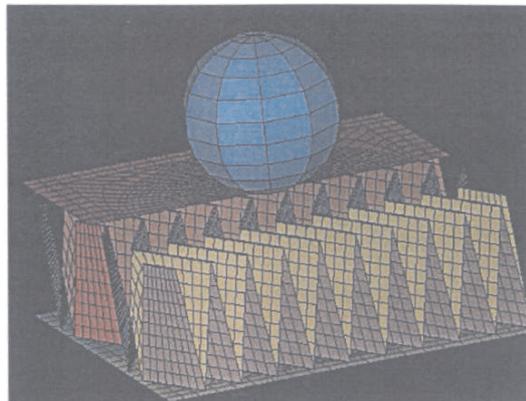


Abbildung 2.10: Impact-Simulationsmodell einer doppelstufigen Faltwabe [Air02a]

Zulassungsrichtlinien

Für die Zulassung von Primär-Flugzeugstrukturen aus Faserverbundwerkstoffen kommen in der Regel die Empfehlungen ACJ 25.603 der JAA zur Anwendung, die neben der Material- und Fertigungsqualifikation und dem Flatternachweis die folgenden Festigkeitsnachweise beschreiben:

- Nachweis der statischen Festigkeit
- Nachweis der Betriebsfestigkeit
- Nachweis der Schadenstoleranz

Dazu kommen noch aus strukturmechanischer Sicht die Nachweise von:

- Crashesicherheit und Notwasserung
- Explosionsschutz
- Schwere Impact-Szenarien, wie

- Triebwerks-Schaufel-Versagen
- Vogelschlag
- Hagelschlag
- Tail-Strike

Unter dem Begriff Schadenstoleranz werden hier die eher kleineren Defekte, vergleichbar der Ermüdungsrissbildung bei Metallen behandelt. Für die schweren Impact-Ereignisse wird ein Fail-Safe Nachweis gefordert, in dem der globale Integritätsverlust der Struktur mittels Redundanz und Sekundärlastpfaden demonstriert werden muss. Faserverbundwerkstoffe versagen in der Regel plötzlich ohne das für Metalle typische Durchlaufen einer plastischen Deformationszone. Durch ein geeignetes Zusammenwirken von Werkstoffen, Bauweisen und konstruktiven Auslegungen müssen daher Mechanismen geschaffen werden, die ein schlagartiges Versagen der Struktur verhindern.

Während der statische Festigkeitsnachweis experimentell und analytisch erbracht wird, werden die Betriebs- und Schadenstoleranznachweise i.a. rein experimentell geführt. Die Richtlinien schreiben jedoch keine starre Vorgehensweise vor. Mit zunehmendem Verständnis der Ermüdungs- und Schadenscharakteristika und der Fähigkeit, diese in analytischen Modellen zu beschreiben, können auch analytisch geführte Nachweise dazu beitragen, den hohen experimentellen Aufwand zu reduzieren.

Schadenstoleranznachweis

Der Schadenstoleranznachweis wird im Gegensatz zu den metallischen Strukturen bisher nach dem no-growth Prinzip geführt, welches besagt, dass nicht sichtbare Schäden, wie Delaminationen, sowie Schäden an der Grenze der optischen Sichtbarkeit (barely visible impact damage BVID), d.h. durch Impact verursachte innere Schäden mit einem äußerlich gerade sichtbaren Eindruck (dent) unter Betriebslasten nicht wachsen dürfen und zu keiner Restfestigkeits-Abminderung unter das Design-Bruchlast Niveau (ultimate load level, UL) führen dürfen. Für Schäden oberhalb der BVID-Grenze gilt ebenfalls das no-growth Prinzip, der Restfestigkeitsabfall darf dann nicht bis unterhalb der maximalen Betriebslast (limit load level, LL) führen. Für Schäden, die mit einem Restfestigkeitsabfall in den Bereich zwischen UL und LL verbunden sind müssen Reparaturmaßnahmen im Rahmen der intervall-mäßigen Inspektionen eingeleitet werden. Eine inspektionsfreie Strukturauslegung würde einem Safe-Life-Konzept gleichkommen, welches für alle vorhandenen Schäden den Nachweis der vollen Traglast (UL) erfordert. Im Design kann der No-growth Forderung der Schadenstoleranz auch durch Einbringen von Rissstopper-Elementen genüge getan werden [Too98]. Die Wirksamkeit der Maßnahmen muss allerdings experimentell und/oder analytisch nachgewiesen werden.

Die für einen Rumpf denkbaren Impact-Ereignisse sind in einer Impact-Landkarte den einzelnen Zonen der Rumpfoberfläche zugeordnet (Abb. 2.11, nach [Dav81]). Von den

darin enthaltenen Impact-Ereignissen fallen nur die Fälle Tool Drop (28Joule) sowie Hagelschlag im Flug (37Joule) in den Bereich der Schadenstoleranz-Nachweisführung. Die übrigen höher-energetischen Impact-Ereignisse müssen innerhalb einer Fail-Safe Nachweisführung behandelt werden. In diesem Impact-Umfeld bewegen sich prinzipiell alle Flugzeuge. Metalle und Faserverbundwerkstoffe begegnen dem mit eigenen individuellen Lösungen in Design und Auslegung. Im Gegensatz zu dem Problem der Spannungskonzentration um Ausschnitte kann man gegen den Einfluss von Impacts nur begrenzt dimensionieren. Sehr hohe Energieeinträge werden auch bei den Metallen noch nicht hinreichend beherrscht (Concorde Unglück). Hier sind weitere Anstrengungen in Forschung und Technologie erforderlich.

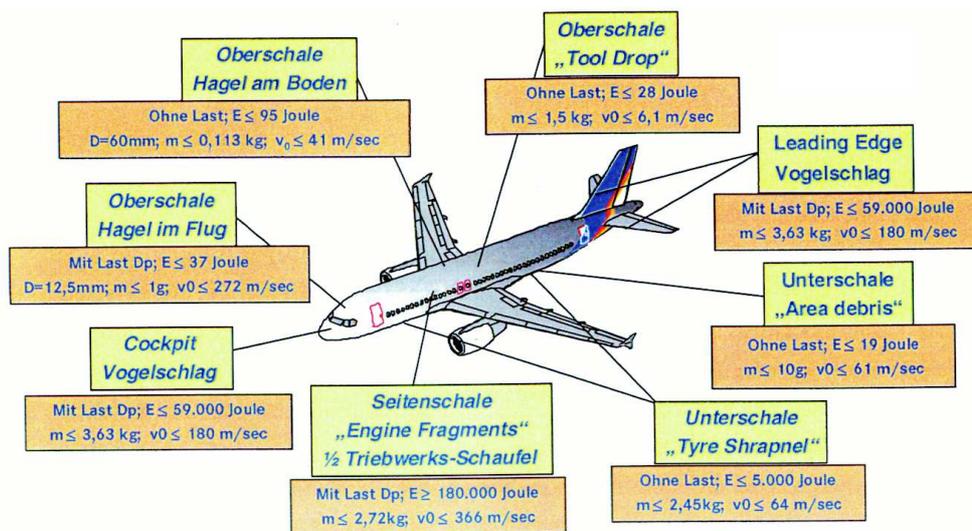


Abbildung 2.11: Impact-Szenarien für einen Rumpf [Air02a]

Die für den Schadenstoleranznachweis maßgebliche Detektierbarkeitsgrenze wird bei dicken CFK-Strukturen erst bei sehr hohen Energieeinträgen erreicht (s. Abb. 2.12).

Dadurch ist es möglich, daß etwa in einen CFK-Flügelwurzelbereich ein detektierbarer Schaden erst bei einer Impact-Energie entsteht, deren Ereigniswahrscheinlichkeit so gering ist, daß dieser Fall nicht nachgewiesen werden muss. Ein solcher Energy-Cut-Off kann jedoch bei den eher dünnen Rumpfstrukturen mit Häuten unter 2mm nicht nutzbar gemacht werden.

Bei Impact-Schäden oberhalb der BVID-Grenze kann die Restfestigkeit im Bereich zwischen UL und LL liegen. Der Festigkeitsverlust erfolgt spontan mit dem Schädigungsereignis. Ein Wachstum des Schadens und damit ein weiterer Restfestigkeitsverlust kann aber bei einem no-growth design ausgeschlossen werden. Eine Reparatur erfolgt nach Detektierung bei der nächsten Inspektion. Vergleicht man diesen Fall mit dem slow-growth Schadenstoleranz-Nachweis für einen metallischen Ermüdungsriß, wird erkennbar, daß bei gleichem Inspektionsintervall der Einsatzzeitraum bei Restfestigkeit unterhalb UL beim no growth design der CFK-Struktur u.U. länger sein kann als bei der metallischen Struktur. (Abb. 2.13). Da die Wahrscheinlichkeit eines

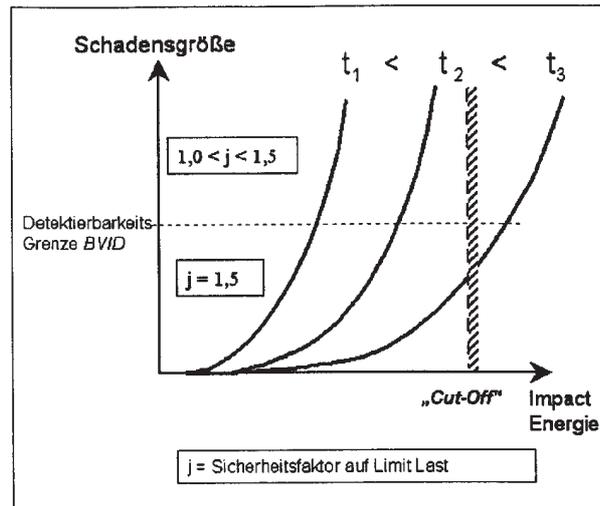


Abbildung 2.12: Detektierbarkeitsgrenze bei Impact-Schäden [Air02b]

Strukturversagens bei Restfestigkeiten oberhalb LL sehr gering ist, besteht dennoch kein Sicherheitsdefizit. Die Inspektionsintervalle können über einen probabilistischen Ansatz festgelegt werden.

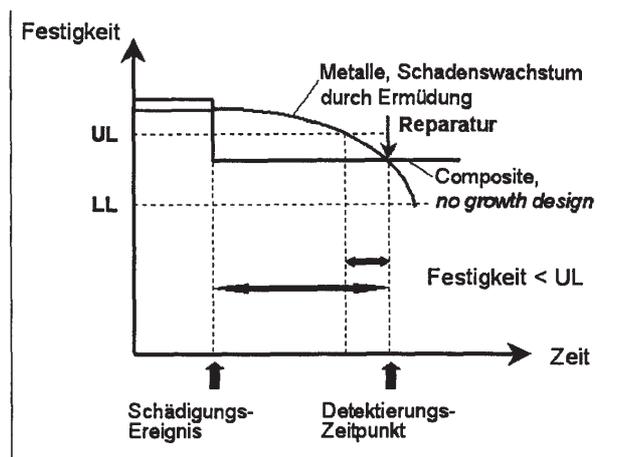


Abbildung 2.13: Inspektionsintervalle [Air02b]

Die Schadenstoleranz-Nachweisführung setzt die Kenntnis der Restfestigkeit als Funktion der detektierten Schadensart und -Größe voraus. Dies kann auf experimentellem Wege über ein CAI -Testprogramm (CAI = Compression After Impact) innerhalb der untersten Ebene der Test-Pyramide geschehen. Dazu wird für alle vorliegenden Laminat-Arten die Druck-Festigkeit nach Einbringung von standardisierten Impacts (Einspannung, Art und Form des Impactors normiert) ermittelt. Man erhält aus den CAI-Tests zunächst die Druck-Restfestigkeit in Abhängigkeit der eingebrachten Impact-Energie, die in Korrelation gebracht werden kann mit dem Schadenseintrag in der Probe. Die damit gewonnene funktionale Zusammenhang ist ein Maß für das Schadenstoleranzverhalten des Materials und bildet die Basis für die Festlegung der

„design allowables“ sowie der Inspektionsintervalle. Die Übertragbarkeit von den Probenbedingungen auf reale Strukturen ist nicht immer gegeben, da der Schadenseintrag bei einer bestimmten Impactenergie sehr stark von den elastischen Reaktionen der Gesamtstruktur abhängt. Ein Impact in einem freien Hautfeld zwischen zwei Stringern hinterlässt einen anderen Schaden als ein gleich großer Impact auf die Haut unterhalb des Stringers. Daher muss die CAI-Datenbank ergänzt werden durch Versuche an Detail-Strukturen und Subkomponenten. Das CAI-Test-Programm dient daher zusammen mit Proben zur Ermittlung der Riss-Zähigkeiten (DCB, ENF-Proben) und der Kerbempfindlichkeit (OHT-Proben - open hole tension; OHC-Proben - open hole compression) in erster Linie der Materialqualifizierung. Der enorme experimentelle Aufwand kann durch den Einsatz von fortschrittlichen analytischen Methoden deutlich reduziert werden.

Mit Hilfe neuer Berechnungsverfahren erscheint es in vielen Fällen durchaus möglich, den Schadenseintrag bei Impact mittels numerischer Finite Element-Simulationen hinreichend genau zu ermitteln. Auch Modelle zur Bestimmung der Restfestigkeit bei vorhandenen Impactschäden sowie bei Spannungskonzentrationen infolge von Bohrungen wurden entwickelt.

Globales Trag- und Versagensverhalten

Schalen aus Faserverbundwerkstoff zeigen ein sehr hohes Tragverhalten im Nachbeulbereich. Während Metallschalen bei größeren Beulamplituden die Fließgrenze überschreiten, bleiben CFK-Schalen meist noch im elastischen Bereich. Insbesondere bei Schubbelastungen können dann durch Ausbildung von Diagonalzugfalten Traglastreserven von bis zu 25-facher kritischer Beullast erreicht werden. Eine Nutzbarmachung dieses Potentials erfordert eine überkritische Auslegung, d.h. ein Zulassen von lokaler Instabilität. Dabei ist es wichtig, daß die globale Stabilität des Rumpfes erhalten bleibt und die Tragfähigkeit z.B. durch Lastumlagerung gewährleistet ist. Der Nachweis der globalen Tragfähigkeit und Festigkeit verlangt nach einer geometrisch nichtlinearen Analyse, die angewendet auf einen ganzen Rumpf mit extremem Aufwand verbunden ist. Bei doppelschaligen Bauweisen ist je nach Stützwirkung des Kerns ebenfalls lokale Instabilität der Häute möglich. Die für monolithische Schalen entwickelten schnellen Ingenieurtools sind aber i.A. nicht auf doppelschalige Bauweisen anwendbar.

Neue Faserverbundaufbauten

Innovative Faserverbundwerkstoffe können sowohl die Faser, als auch den Matrixwerkstoff betreffen. Auf der Faserseite sind vor allem die vielfältigen Formen textiler Halbzeuge hinsichtlich ihrer Eignung für Rumpfstrukturen zu bewerten. Aus strukturmechanischer Sicht gilt es prinzipiell zu unterscheiden zwischen quasizweidimensional geschichteten Faserhalbzeugen (u.U. mit lokalen 3D-Verstärkungen durch Vernähen oder Vernadeln) und echten räumlich gefaserten Halbzeugen. Die zur Erfassung des Materialverhaltens erforderlichen unabhängigen Steifigkeits-Kennwerte erhöhen sich

von 5 (bei unidirektionalem Tape) auf 6 (bei 2D-Gewebe) bis auf 9 (bei 3DGewebe). Abgesehen von der Schwierigkeit, die einzelnen Kennwerte mittels einfacher Proben zu bestimmen, ist das Hauptproblem in der Reproduzierbarkeit zu sehen.

Mit Blick auf die Rouchon Test-Pyramide [Rou90] [Rou95] und der Nachweisforderung der Vorhersagbarkeit und Reproduzierbarkeit des Materialverhaltens sind prinzipiell zwei verschiedene Vorgehensweisen denkbar:

(1) Analytischer Ansatz

Hierbei stehen analytische Modelle zur Verfügung, die es erlauben, das Materialverhalten aufbauend auf experimentell ermittelten Grundkennwerten für verschiedene Laminatklassen zu ermitteln (z.B. klassische Laminattheorie) und damit eine sichere Auslegung von Strukturen vornehmen zu können.

(2) Phänomenologischer Ansatz

Dieser beruht auf dem Prinzip der experimentellen Verifikation einer Bauteilanforderung in Form einer Musterprüfung unter Umgehung der Materialqualifikation entsprechend der untersten generischen Ebene der TestPyramide.

In beiden Fällen ist der Nachweis der Reproduzierbarkeit über die Qualifikation des Fertigungsprozesses und eine statistische Absicherung vorzunehmen. Die mangelnde Vorhersagbarkeit beim phänomenologischen Ansatz schränkt jedoch die Möglichkeiten einer Auslegungsoptimierung ein. Eine modellmäßige Beschreibung komplexer textiler Faserverbundstrukturen mittels mikromechanischer Ansätze macht andererseits nur dann Sinn, wenn die fertigungsbedingten Streuungen entsprechend klein gehalten werden können. So werden durch 3D-Verstärkungsfasern Ondulationen in der Laminebene erzeugt, die insbesondere die Druckeigenschaften erheblich beeinflussen können. Bei großflächigen Schalen muss daher ein Kompromiss angestrebt werden zwischen der optimalen Ausnutzung der Fasern in der Ebene und den Möglichkeiten einer Verbesserung der Impactresistenz und Kerbempfindlichkeit durch 3D-Verstärkungen, die immer zu einer Reduzierung der Inplane-Eigenschaften führen.

Es wird sehr aufwendig, für jeden Aufbau die Design Allowables zu ermitteln. Hier könnten auch neue genauere Rechenmethoden helfen, die Zahl der erforderlichen Versuche zu reduzieren. Ein mit Versuchs-Eckwerten validiertes Berechnungstool könnte z.B. eingesetzt werden, um die erforderlichen Carpetplots zu generieren.

2.3.2 Wärmedämmung

Der Wärmedurchgang durch einen Rumpf geschieht hauptsächlich durch zwei Effekte:

- Wärmeleitung durch das Material – hängt von den Wärmeleitkoeffizienten λ der verwendeten Materialien ab.
- Wärmeübergang durch Konvektion zwischen den Wänden einer Doppelwand – hängt von der vorherrschenden Strömung zwischen den Wänden ab.

Durch um Größenordnungen kleinere Wärmeleitkoeffizienten bei CFK ist die Isolationswirkung der Strukturbauteile eines CFK-Rumpfes von Hause aus besser als bei Aluminium. Siehe auch Tabelle 2.5.

Tabelle 2.5: Wärmeleitkoeffizienten

Material	Wärmeleitkoeffizient $\lambda \left[\frac{W}{Km} \right]$
hochfestes Aluminium	165
CFK Laminat in Faserrichtung	5,2
CFK Laminat quer zur Faserrichtung	0,6

Der Wärmeübergang zwischen zwei Wänden bei doppelschaliger Bauweise geschieht hauptsächlich durch Konvektionsvorgänge der eingeschlossenen Luft. Je größer die vertikalen Abmessungen sowie die Dicke der Hohlräume ist, desto stärker wird eine natürliche Konvektion gefördert. (s. Abb. 2.14)

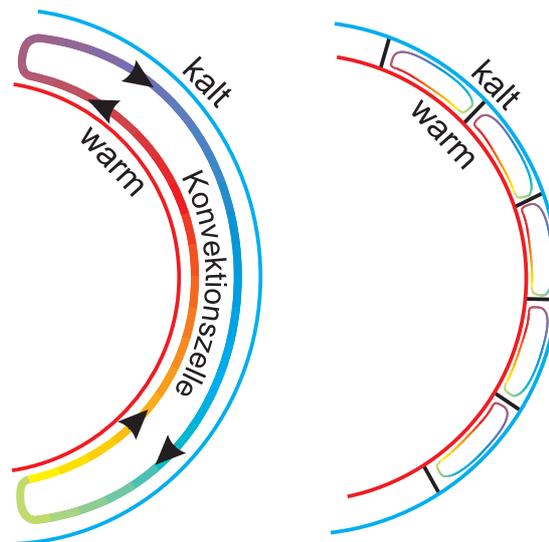


Abbildung 2.14: Starke Konvektion in großen Konvektionszellen/schwache Konvektion in kleinen Konvektionszellen

Daher ist es, um eine möglichst gute Isolationswirkung zu erzielen, nötig, die Abmessungen der Hohlräume zwischen den Häuten möglichst gering zu halten.

Die beste Isolationswirkung verspricht ein geschlossenzelliger Schaum, die schlechteste ist zu erwarten, wenn sich in großen vertikalen Hohlräumen Konvektionszellen ausbilden können, z.B. wenn sich die Spanten innerhalb, die Stringer jedoch außerhalb des Zwischenraumes befinden.

Ebenso verringert ein Durchlüften des Zwischenraumes (während des Fluges) die Isolationswirkung erheblich da dann die warmen bzw. kalten Luftmengen durchmischt werden.

Die Anzahl der Stringer bzw. Spante zwischen Innen- und Außenhaut sollte gering gehalten werden um Kältebrücken zu vermeiden. Die notwendigen Verbindungen zwischen den Häuten sind aus möglichst schlecht wärmeleitenden Materialien, wie sie durch CFK im allgemeinen schon gegeben sind, auszuführen. Hier verlängert eine mechanisch eh geforderte 45° Anordnung der Fasern in den Stringern/Spanten den Weg entlang der im Vergleich zur Matrix wärmeleitenderen Fasern, was den Kältebrückeneffekt gegenüber einer 0/90° Anordnung nochmals verringert.

2.3.3 Brandschutz

Während Aluminiumrümpfe bei einem Kerosinbrand nach einem Absturz bei Temperaturen über 1000°C innerhalb von weniger als einer Minute durchbrennen, lassen sich mit CFK-Laminaten, vor allem bei Verwendung feuerresistenter Harze¹, Durchbrandzeiten von mehreren Minuten, bei Sandwichkonstruktionen bis zu mehreren zehn Minuten erreichen. [Lui06] Dies führt zu einer deutlich entspannteren Situation in Bezug auf die Evakuierungszeit.

2.3.4 Blitzschutz

Während Aluminium-Rümpfe durch ihre Leitfähigkeit von sich aus einen Faradayschen Käfig bilden, sind die für sich leitfähigen CFK-Fasern in isolierender Epoxid Matrix eingebunden und müssen daher außen mit einer leitenden Schicht versehen werden um den notwendigen Effekt zu erhalten. Ohne diese äußere leitende Schicht müßte die Blitzenergie die Matrix zu den leitenden Fasern durchdringen. Durch die dabei entstehenden hohen Temperaturen würde die Matrix und damit das Laminat zerstört.

Für die leitende Blitzschutzschicht werden meist dünne Netze aus Kupfer oder Aluminium als äußere Schicht verwendet. Bei der Verwendung von Aluminium muß dieses aus Korrosionsgründen (siehe auch Kapitel 2.3.5) noch mit einer dünnen Glasschicht von den CFK-Lagen isoliert werden. [Niu96]

2.3.5 Galvanische Korrosion

Sobald durch Feuchtigkeit eine elektrisch leitende Umgebung geschaffen wird kommt es zwischen Elementen unterschiedlichen elektrochemischen Spannungspotentials, die in direkter Verbindung miteinander stehen, zu galvanischer Korrosion. Besonders die Kohlenstofffaser weist gegenüber Aluminium ein starkes Potentialgefälle auf, das Aluminium korrodiert bei einer Aluminium-Kohlefaser Kombination.

Es müssen also geeignete Maßnahmen getroffen werden, die C-Fasern von Metallen, besonders Aluminium, elektrisch zu isolieren, dies kann entweder mit Klebern, Vergussmassen oder Unterlagen aus glasfaserverstärkten Laminatlagen erzielt werden.

¹Modifiziertes Cyanat, Phenol, Blendur

Dies gilt sowohl für Verbindungselemente als auch für die Kontaktflächen zwischen Bauteilen aus unterschiedlichen Materialien. [Niu96]

2.3.6 Innenlärm

Die Reduktion des Innenlärms im Rumpf eines Verkehrsflugzeuges ist eine weitere Anforderung, die vor allem den Komfort der Passagiere betrifft. Die Mechanismen der Entstehung des Innenlärms werden in Kapitel 3 ausführlich behandelt. Es besteht die Möglichkeit, vor allem beim Einsatz von CFK-Bauweisen, schon bei der Konzeption der Rumpfbauweise akustische und mechanische Anforderungen zu integrieren, was das Thema von Kapitel 4ff ist. Zusätzlich können noch spezielle Maßnahmen ergriffen werden, wie in Kapitel 4.2ff beschrieben, um den Lärmpegel weiter zu senken.

2.4 CFK-Rumpfbauweisen

Soll ein Flugzeugrumpf aus CFK gebaut werden, ist es nicht sinnvoll, bei der bekannten Aluminiumbauweise (Haut/Stringer/Spanten/Nieten) einfach den Werkstoff auszutauschen. Vielmehr sollten fasergerechte Bauweisen angewandt werden, um das Potential von Faserverbundwerkstoffen auszunutzen und nach Möglichkeit verschiedene Funktionen zu integrieren.

Zunächst bietet sich natürlich eine doppelschalige Sandwichkonstruktion an, um die erforderliche Steifigkeit zur Verhinderung von Beulen zu erhalten. Dabei treten jedoch einige Probleme auf, die in den nächsten Kapiteln beschrieben werden. Alternativ steht weiterhin die Bauweise „versteifte Schale“ zur Verfügung, die jedoch fasergerecht ausgelegt und vor Impact geschützt werden muß, wie in Kapitel 2.4.2 ausgeführt.

Zusätzlich zum Wandaufbau lassen sich die Bauweisen auch anhand der Fertigungsstrategie (Integral-/Differentialbauweise) unterscheiden, wobei sich jede dieser Fertigungsstrategien mit jedem Wandaufbau kombinieren läßt:

2.4.1 Bauteile - Fertigungsstrategie

Prinzipiell sind zwei Bauweisen zu betrachten:

- Integralbauweise mit möglichst wenigen großen Teilen (Tonnen)
- Differentialbauweise mit vielen kleinen Teilen (Paneele)

Tonne

Die einzelnen Rumpfsegmente werden als Tonnen in je einem Stück vorzugsweise in Wickeltechnik hergestellt und bei der Montage zusammengefügt. Die einzelnen

Tonnen müssen jedoch mit sehr geringen Toleranzen gefertigt werden, da eine elastisch/plastische Anpassung an den Verbindungsstellen bei der Montage durch die hohe Steifigkeit des Materials kaum möglich ist.

Bei Schäden muß vor Ort lokal repariert werden. Ein Austausch ist nur mit großem Aufwand möglich.

Paneele

Auf ein „Gerüst“ von Spanten und Stringern werden einzelne Paneele aufgebracht. Die Toleranzen der einzelnen Teile dürfen hier größer sein, da diese an den vielen Fügstellen ausgeglichen werden können. Der Montageaufwand ist zunächst höher als bei der Tonnen-Bauweise, jedoch ist eine Reparatur auch von stark beschädigten Rumpfteilen durch ein Austausch der betroffenen Paneele problemlos möglich. Zusätzlich lassen sich die Paneele, abhängig von ihrer Einbauposition in Umfangsrichtung, besser an ihre Belastung anpassen, als es bei der Wickeltechnik möglich wäre.

2.4.2 Wandaufbau

Prinzipiell sind zwei Wandaufbauten zu betrachten:

- Doppelschaler/Sandwich
- Stringer/Spanten versteifte Schale

Doppelschaler

Bei einer doppelschaligen Bauweise wird das Prinzip der kontinuierlichen Stützung einer Fläche in alle Richtungen durch den Kern angewandt, was durch das entsprechend hohe Flächenträgheitsmoment zu hohen Biegesteifigkeiten führt.

Ein zu beachtendes Problem beim Doppelschaler ist die akkumulierende Wasseraufnahme in klassischen, geschlossenen Wabenkernen durch Kondensationseffekte bei Temperatur- und Druckschwankungen, welche eine Gewichtszunahme und mit der Zeit auch negative Einflüsse auf die Struktur (Verklebung Wabe/Deckschicht) zur Folge hat. Um dies zu verhindern müssen die Luftvolumina im Kern verbunden sein und der Hohlraum per Durchlüftung getrocknet werden können. Dies ist eine Voraussetzung um Sandwichstrukturen in Flugzeugrümpfen einsetzen zu können. Dazu sind verschiedene belüftbare Kernkonzepte denkbar:

- Geschlitzte Wabe - hierfür werden herkömmliche Waben auf einer oder beiden Seiten mit Schlitzen versehen (s. Abbildung 2.15) um eine Durchlüftung zu ermöglichen.

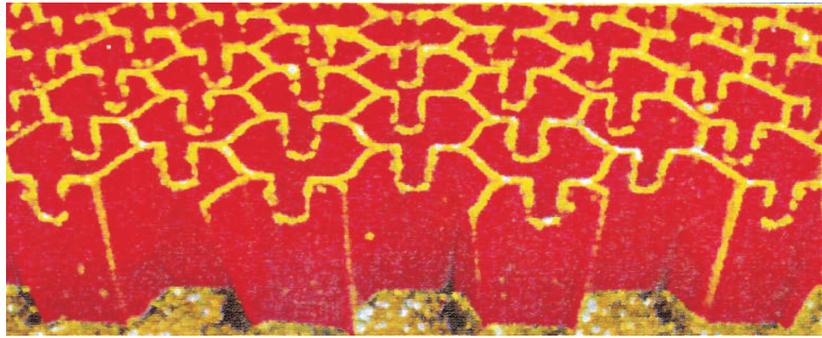


Abbildung 2.15: Geschlitzte Nomex-Wabe [Air02a]

- Gebauter Kern - bei einem gebauten Kern (s. Abbildung 2.16/2.17) stehen alle Möglichkeiten offen, keine abgeschlossenen Volumina zu erzeugen. Jedoch ist dies Methode recht aufwändig.

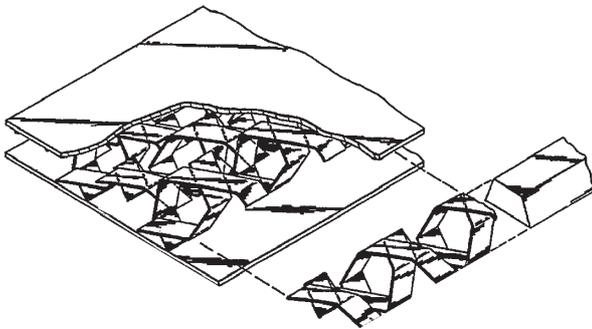


Abbildung 2.16: Gebauter Kern [Air01a]

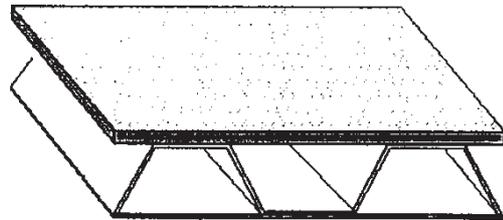


Abbildung 2.17: Gebauter Kern [Air00]

- Falzwaben - Falzwaben (s. Abbildung 2.18) können prinzipiell aus allen Materialien, die eine gewisse Dicke nicht überschreiten und sich nicht absolut spröde verhalten, zu einer steifen, drainagefähigen Struktur gefaltet werden. [Fol08]

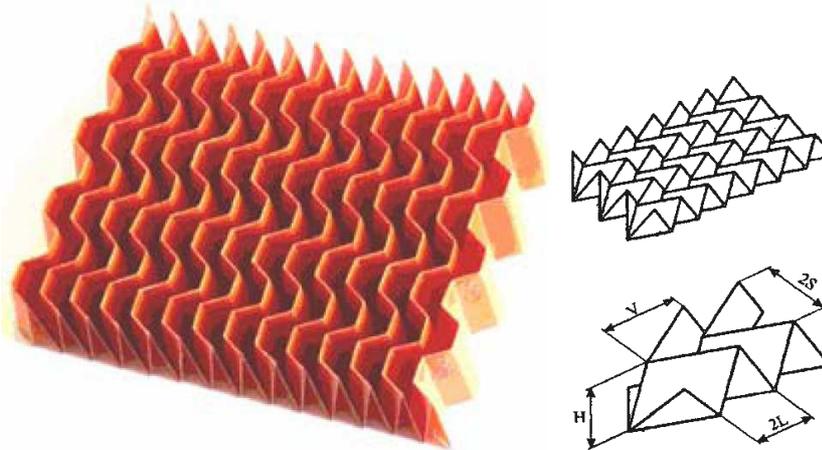
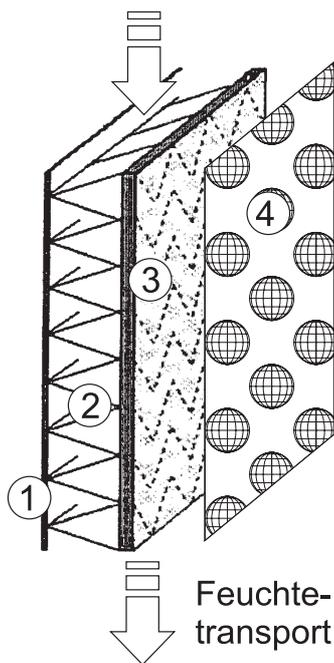


Abbildung 2.18: Falzwabe [IFB08]/[Hac03]



- (1) Außenhaut
 - Aerodynamik/allg. Schutz
 - anteilig lasttragend
- (2) Kernelement
 - keine herkömmliche Wabe
 - stützt quasikontinuierlich
 - ersetzt Dämmung (teilweise)
 - Taupunkt außerhalb Kabine
 - Energieabsorber (Impact)
 - verzögert Durchbrand
- (3) Innenhaut
 - trägt Hauptlast
 - ist Kabinenwand
- (4) Dekor/Innenschutz
 - Dekorationswünsche
 - Schutz der Innenwand

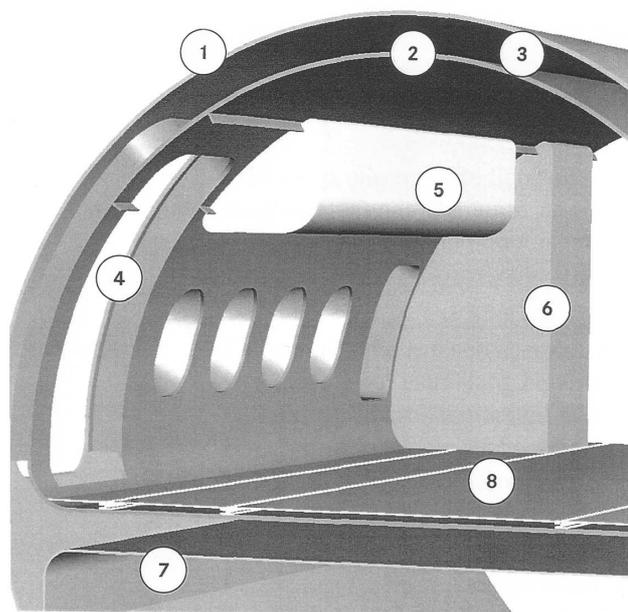
Abbildung 2.19: Konzept eines Doppelschaligen Wandaufbaus (nach [Air02a])

Ein denkbarer Wandaufbau mit belüftbarem Kern, der viele Funktionen, vor allem Impact-Schutz und Wärmedämmung, integriert ist in Abbildung 2.19 dargestellt: Die Außenhaut (1) kombiniert aerodynamische Funktionen mit elektromagnetischer Abschirmung und Blitzschutz. (Integriertes Kupfer/Aluminiumgewebe) Zusammen mit dem belüftbaren Kernelement (2) bildet sie ein optimierbares Impact-Schutz-System, das in sich stark wärmedämmend wirkt und die aufwändig zu installierenden Isolationsmatten ersetzt. Die Innenhaut (3) trägt die Hauptlasten und ist gleichzeitig Kabinenwand. Kabinenseitig bildet eine mehrfunktionelle Tapete (4) aus einer Schaum-FVW-Gewebe-Verbindung den Abschluß. Diese „Tapete“ wirkt gegen Vandalismus, Kältestrahlung, erfüllt in-flight-fire Bestimmungen und wird den Wünschen der Fluggesellschaften entsprechend dekoriert. [Air02b] Weitere Verkleidungselemente entfallen weitgehend.

Prinzipiell können Sandwichkonstruktionen bei optimalen Auslegungsbedingungen nach [Air02b] bis zu fünfzig Prozent leichter sein als vergleichbare Konstruktionen in Stringer/Spantenbauweise.

Ein denkbarer Aufbau mit einem hohen Integrationsgrad ist in Abbildung 2.20 dargestellt. Bei diesem wird vor allem auf eine preisgünstige Fertigung Wert gelegt: Zwei Tonnen (2) und (7) werden in Wickeltechnik hergestellt, mit den Rahmen für Fenster und Türen (4) sowie dem Kern (3) belegt und anschließend mit der Außenschale (1) umwickelt. Lediglich an den Tonnentrennstellen und Krafteinleitungsstellen verlaufen Spante innerhalb des Kernvolumens.

Die Doppelschaligerbauweise kann natürlich auch in Paneelen ausgeführt werden indem Sandwichpaneele auf das „Gerüst“ aufgebracht werden.



- (1) Außenschale
- (2) Passagierschale
- (3) Abstandraum für Kern
- (4) Integrierte Tür-/
Fensterrahmen
- (5) Hatrack
- (6) Interior-Element
- (7) Frachtraumschale
- (8) Fußboden

Abbildung 2.20: Prinzip eines doppelschaligen Rumpfkonzpts in Tonnenbauweise [Air00]

Versteifte Schale mit Impact-Schutz

Die Rumpfschale wird durch die formgebenden Spanten und die Beulfeld verkleinernden Stringer versteift. Dies ist die klassische Bauweise. Bei herkömmlichen Rümpfen liegen Spanten und Stringer auf der Innenseite der Schale, was zu relativ aufwendigen Kreuzungspunkten führt.

Das „**Stringer outside, Frame inside**“ Konzept (Abb. 2.21) konzentriert sich vor allem auf den Impact-Schutz der Haupt-Lasttragenden innenliegenden Haut, da zu erwarten ist, daß eine aus strukturmechanischer Sicht notwendige Wanddicke von $2-3\text{ mm}$ die gestellten Anforderungen an die Impactfestigkeit ungeschützt nicht erfüllen kann. Der strukturell kaum wirksame „Sandwich“-Schutz-Kern, trägt die äußere aerodynamische Hülle, die, beispielsweise mit Aramid- oder PBO-Fasern verstärkt, auch größeren Impactereignissen in Verbindung mit dem möglichen Verformungsweg des Schutzkerns widerstehen kann [Air02b]. Der Kern kann zusätzlich zur Wärmedämmung beitragen und dabei einen Teil der heutigen Kabinenverkleidung erübrigen, was insgesamt zu einer Gewichtseinsparung führen kann. Da die aerodynamische Haut auf dem Schutzkern liegt, wird die Möglichkeit genutzt die Stringer außen auf der lasttragenden Haut anzubringen um aufwändige Kreuzungspunkte zwischen Stringer und Spanten zu vermeiden.

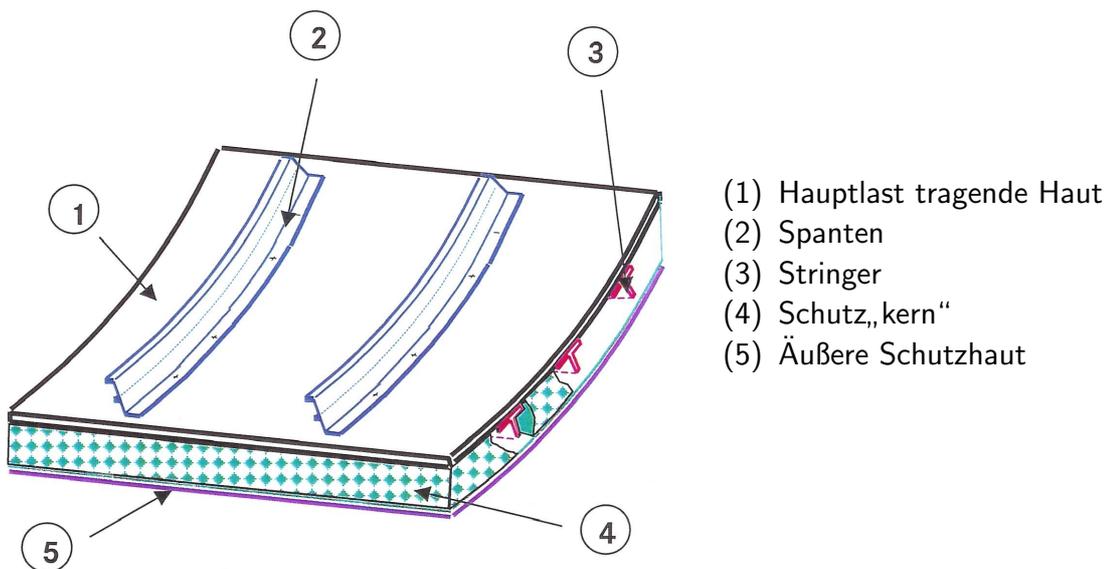


Abbildung 2.21: Center Shell [Air01b]

Dieser Wandaufbau läßt sich prinzipiell sowohl bei der Integral- als auch bei der Differentialbauweise anwenden.

3 Mechanismen der Lärmübertragung von Außen in den Rumpf

Lärm in Flugzeigrümpfen entsteht durch

- Äußere Lärmquellen, insbesondere Triebwerks- und Strömungslärm
- Innere Lärmquellen, wie (Austritts-) Strömungen durch Klimaanlage oder Versorgungseinrichtungen, zusätzlich angeregter Körperschall usw.

Bezüglich der grundsätzlichen Bauweisenkonzepte in dieser Arbeit interessiert die flächen- und frequenzmäßig breite und globale Isolationsfähigkeit gegenüber Außenlärm, wohingegen Innenlärm bevorzugt an den lokalen Quellen und mit zusätzlichen „lokalen“ Isolations- oder Absorbtionsmaßnahmen bekämpft wird.

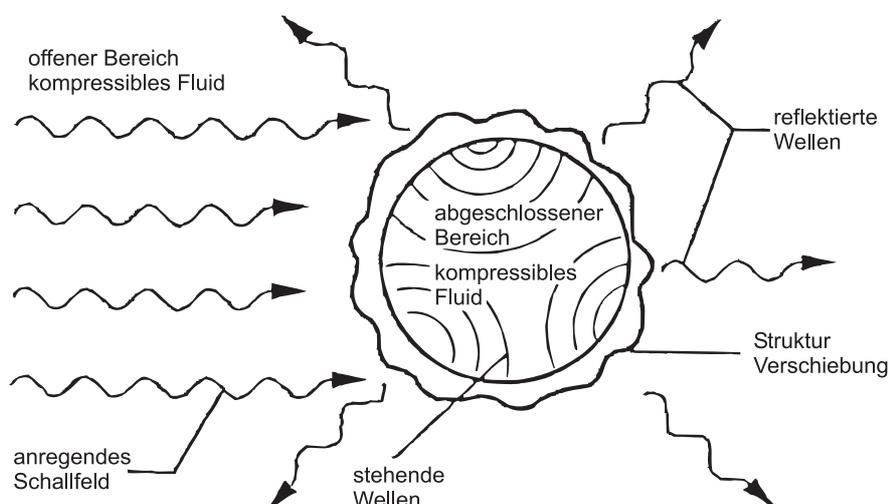


Abbildung 3.1: Mechanismus Außenlärm – Rumpfschwingungen – Innenlärm

Das Prinzip der Übertragung des Außen- in Innenlärm wird aus Bild 3.1 deutlich:

Die Rumpfstruktur wird durch den Außenlärm zu Schwingungen angeregt, die dann wiederum die Umgebungsluft mit anfahren und dies dann nach Innen als Lärm abstrahlt. Die Abstrahlung nach außen ist eine durchaus hilfreiche Dämpfung (abgestrahlte Schwingungsenergie), die allerdings mit größeren Flughöhen (niedere Temperatur und insbesondere Luftdichte) abnimmt. Auch können genauso wie bei Struk-

turschwingungen im Innenraum Resonanzen der schwingenden Luft entstehen (sog. Cavity-Resonanzen). Insbesondere sind Kopplungen von Cavity-Resonanzen mit Strukturresonanzen zu vermeiden. In diesem Fall wäre der Innenlärm besonders groß, bzw. die Isolationsfähigkeit des Rumpfes besonders gering.

Zunächst werden in den folgenden Kapiteln die wichtigsten Effekte grob beschrieben und später präzisiert. Der Schalldurchgang durch unterschiedliche Platten wird anschließend in Kapitel 3.8 ausführlicher behandelt.

3.1 Lärmquellen

Strahltriebwerke übertragen Lärm über die umgebende Luft und die (Aufhänge-) Struktur (Körperschall), und dominieren im Startfall und während des Aufstiegs gegenüber dem Strömungslärm. Die Lärmübertragung über Luft wird vor allem in Bereichen am und hinter dem Triebwerk durch nahe am Rumpf angeordnete Triebwerke begünstigt, wobei Anregungsfrequenzen und -amplituden vom Triebwerkstyp abhängen (Höhere Ausströmungsgeschwindigkeiten führen zu stärkerem Lärm). Triebwerkslärmübertragungen per Körperschall über die Struktur hängen stark von der Triebwerksaufhängung und der Strukturmechanik ab. Direkt am Hinterrumpf angebrachte Triebwerke bewirken eine höhere Lärmbelastung als an den Tragflächen angebrachte. Die Anregungen sind besonders signifikant in den Rotationsfrequenzen von Fan und Kompressor, und haben ihre Maxima typischerweise bei 50 - 250 Hz, und nehmen ab ca. 600 Hz deutlich ab. Steifigkeits- und Isolationsverhalten der Aufhängungen spielen bei der Lärmübertragung über die Struktur eine große Rolle. Sie machen aber z.B. wegen fehlender „Vorspannung“ durch Triebwerksschub vernünftige Bodenmessungen schwierig.

Strömungslärm dominiert bei Reisegeschwindigkeiten ab etwa 350 km/h, und wird dabei im Wesentlichen durch Grenzschichtturbulenz bewirkt. Damit entsteht ein teilweise „diffuses“ äußeres Schallfeld, d.h. mit zumindest in bestimmten Rumpfbereichen ständig wechselnden Frequenzinhalten, Amplituden und Angriffsstellen. Messungen zeigen einen empirischen Zusammenhang zwischen dem rms-Wert der Druckschwankungen $\sqrt{p_c^2}$ und dem freien dynamischen Druck q_∞ mit

$$\sqrt{p_c^2} \approx (0,005 \dots 0,008) \cdot q_\infty$$

Die wesentlichen Frequenzinhalte liegen typischerweise bei 100 - 1000 Hz. Ein empirischer Zusammenhang zwischen strömungsinduzierten Innendruckamplituden p_i der cavity und der Flugmachzahl ist

$$p_i \approx M^n, \quad n \approx 3 \dots 5$$

wobei n wiederum Frequenz- und Machzahlabhängig ist. Höhere Werte zeigen sich bei höheren Machzahlen (aerodynamische Koinzidenz, die bei höheren Machzahlen zu „verbesserten“ Lärmabstrahlung der Struktur führt.)

Bei Nutzung der Hochauftriebshilfen im Landeanflug kann von diesen ebenfalls Strömungslärm ausgehen. [Wil96]

3.2 Schalldurchgang/Transmission Loss

Die Lärmreduktion (Transmission Loss) TL einer Wand ist definiert durch die Differenz der Schalldruckpegel vor und hinter einer betrachteten Wand.

$$TL = SPL_{vor} - SPL_{hinter} = 20 \log \left(\frac{p_{vor}}{p_{hinter}} \right) \quad (3.1)$$

mit dem jeweiligen Schalldruckpegel SPL

$$SPL = 20 \log \frac{p}{p_{ref}} \quad (p_{ref} = 2 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2) \quad (3.2)$$

Der TL kann auch durch das Verhältnis der Schalleistung P vor und nach der betrachteten Wand beschrieben werden

$$TL = 10 \log \frac{P_{vor}}{P_{hinter}} = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad (3.3)$$

mit dem Transmission-Loss Koeffizient τ .

3.3 Noise Reduction

Die Noise Reduction NR ist im Prinzip ähnlich definiert wie der Transmission Loss. Sie beschreibt aber zusätzlich zum Schalldurchgang durch eine Wand auch die Wirkung akustischer Räume (Cavity). Sie ist definiert durch das Verhältnis des Schalldrucks außerhalb und innerhalb einer interessierenden Cavity, beispielsweise eines Rumpfes:

$$NR = SPL_{au\beta en} - SPL_{innen} = 20 \log \left(\frac{p_{au\beta en}}{p_{innen}} \right) \quad (3.4)$$

Auftretende Resonanzen in der Cavity können, besonders wenn einzelne Eigenformen und -frequenzen der Luftschwingungen in der Cavity und der Strukturschwingungen zusammenpassen, zu einem drastischen Einbruch der NR führen.

3.4 Resonanzen

Bei der Entstehung des Innenlärms können verschiedene Resonanzeffekte auftreten. Sie sind durch bestimmte Frequenzen gekennzeichnet, an/ab denen der Innenlärm besonders stark zunimmt. Hierzu zählen:

- Die Ringfrequenz („Pumpfrequenz“) der ersten Umfangsschwingung des Rumpfes mit

$$f_r \sim \sqrt{\frac{K_m}{m''}} \quad \begin{array}{l} K_m = \text{Membransteifigkeit} \\ m'' = \text{Flächenmasse} \end{array}$$

Hierfür ist also die Membransteifigkeit des Rumpfes und seine Massenbelegung relevant.

- die Koinzidenzfrequenz, bei der die Ausbreitungsgeschwindigkeiten / Wellenlängen von Luft- und Festkörperwellen zusammentreffen (Abhängig von dem Einfallswinkel der Schallwelle, siehe Gl.(3.11))

$$f_c \sim c^2 \sqrt{\frac{m''}{B'}} \quad \begin{array}{l} B' = \text{Biegesteifigkeit} \\ c = \text{Schallgeschwindigkeit in Luft} \end{array}$$

Ab der Koinzidenzfrequenz nimmt der Transmission-Loss von Bauteilen ab. Die Koinzidenzfrequenz sinkt mit zunehmender Biegesteifigkeit, was zu Lärmproblemen bei sandwichartigen Strukturen führen kann.

- Kopplung von Cavity-Moden an Struktur-Moden: Stimmen die Innenraum-Druckschwingungsmoden und -frequenzen mit denen der Struktur überein, so führt das zu einer Anfachung des Innenlärms.

3.5 Massegesetz

Aus der Gebäudeakustik ist das sog. „Massegesetz“ bekannt. Es besagt, daß weitgehend unabhängig von der Steifigkeit, die Schalldämmung von Wänden (Platten) mit zunehmender Masse ansteigt. Dies gilt sowohl für einschalige als auch für mehrschalige (entkoppelt) ausgeführte Wände. (Siehe Abb. 3.2) Detaillierter wird darauf in Kapitel 3.8.1 eingegangen.

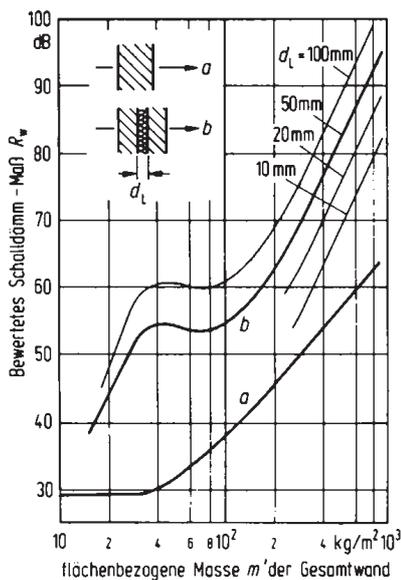


Abbildung 3.2: Übersicht über das zu erreichende bewertete Schalldämmmaß R_w ein- und zweischaliger Wände, abhängig von der flächenbezogenen Masse m'' und dem Schalenabstand d_L der getrennten Schalen [Hec94]

3.6 Steifigkeitsgesetz

Entsprechend dem Massegesetz gibt es auch ein Steifigkeitsgesetz. Wie man beispielsweise in Abbildung 3.3 erkennt, nimmt mit zunehmender Biegesteifigkeit die Schalldämmung von Platten ab. Detaillierter wird darauf ebenfalls in Kapitel 3.8.1 eingegangen.

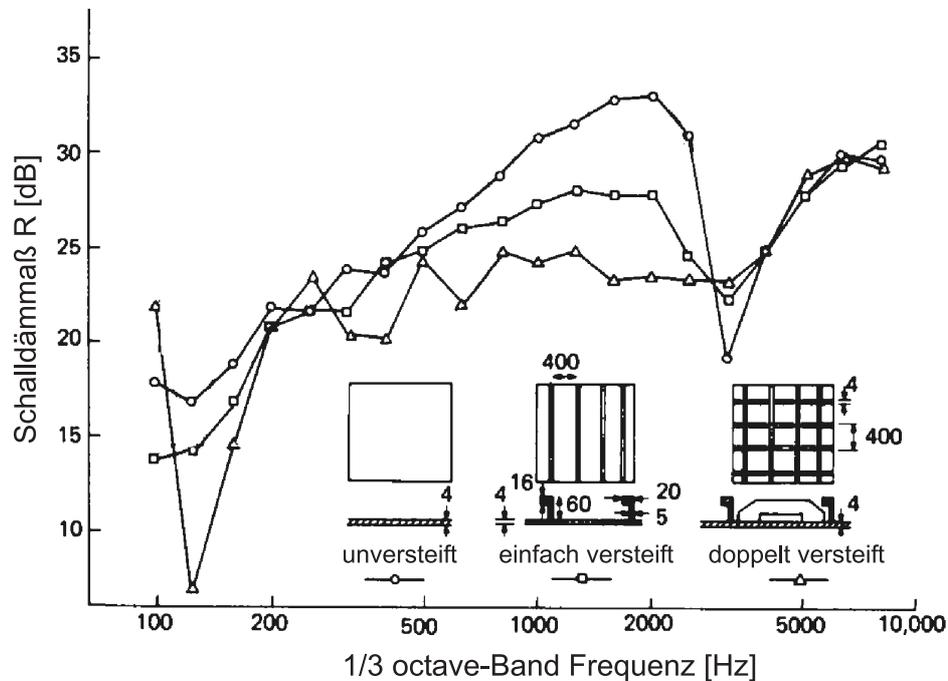


Abbildung 3.3: Einfluß der Steifigkeit auf die Schalldämmung von unterschiedlich versteiften Aluminiumplatten

3.7 Doppelwandeffekt

Als doppelwandige Bauteile im akustischen Sinn ¹ versteht man nach [Hec94] zwei massive Schalen, die über eine weiche elastische Dämmschicht, in der Regel Luft, voneinander getrennt sind. Das Verhalten eines solchen Bauteils läßt sich ansatzweise durch das in Abbildung 3.4 dargestellte Schwingungssystem aus zwei mit einer Feder verbundenen Massen verstehen.

In der selben Abbildung ist auch der grundsätzliche Verlauf des frequenzabhängigen Schalldämm-Maßes R dargestellt. Zum Vergleich dient die Schalldämmung einer einzelnen Schale. Bei tiefen Frequenzen ergibt sich trotz der zwischenliegenden Dämmschicht keine Verbesserung der Dämmung, da bei der Resonanzfrequenz f_R eine erhebliche Verschlechterung der Schalldämmung gegenüber der gleich schweren

¹Kein Sandwich im strukturellen Sinne mit entsprechend hoher Biegesteifigkeit, da die beiden Wände nicht über einen Kern Schubsteif verbunden sind.

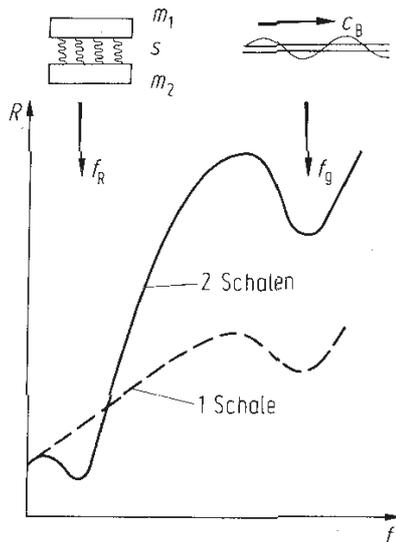


Abbildung 3.4: Grundsätzlicher Verlauf der Schalldämmung R einer zweischaligen Wand aus dünnen Schalen, abhängig von der Frequenz f [Hec94]

Einfachwand eintritt. Die Resonanzfrequenz f_R ergibt sich nach dem in 3.4 dargestellten Masse-Feder-Modell folgendermaßen:

- mit Luft als Dämmschicht

$$f_R = \frac{900}{\sqrt{m \cdot d}} \text{ Hz}, \quad (3.5)$$

- mit einer Verbindung der Schalen über eine Dämmschicht

$$f_R = 190 \sqrt{\frac{s}{m}} \text{ Hz}. \quad (3.6)$$

Dabei bedeuten: $m = m_1 \cdot m_2 / (m_1 + m_2)$, wobei m_1 und m_2 die Flächengewichte der beiden Schalen in kg/m^2 sind, d die Dicke der Luftschicht (in cm) und s die dynamische Steifigkeit der Dämmschicht (in MN/m^3).

Oberhalb der Resonanzfrequenz f_R nimmt die Dämmung stark mit der Frequenz zu. Für höhere Frequenzen im Bereich der Koinzidenzfrequenz f_c gibt es wieder einen Einbruch in der Schalldämmung.

Besteht die Dämmschicht aus Mineralwolle, besteht ihre Funktion hauptsächlich in dem Strömungswiderstand für die Luft. Der Unterschied zwischen einem leeren Hohlraum und einem mit Mineralwolle aufgefüllten kann für die Schalldämmung nach [Hec94] über weite Frequenzbereiche einen Unterschied zwischen 10 und 15 dB ausmachen.

Für allgemeine Kernwerkstoffe ergibt sich die Resonanzfrequenz nach [Hen01] zu

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot A}{d_{\text{Kern}} \cdot M_{\text{Deckschicht}}}}. \quad (3.7)$$

3.8 Analytische Bestimmung des Transmission-Loss

In den folgenden Unterkapiteln wird der Transmission-Loss für unterschiedliche (monolithische und Sandwich-) Platten analytisch bestimmt.

3.8.1 Analytische Bestimmung des Transmission-Loss für unendliche Platten

Für unendliche unversteifte flexible Platten kann der Transmission-Loss Koeffizient τ nach [Fah89] bestimmt werden durch

$$\tau = \frac{\left(\frac{2\rho c}{\omega m}\right)^2 \frac{1}{\cos\varphi}}{\left[\left(\frac{2\rho c}{\omega m}\right) \frac{1}{\cos\varphi} + \left(\frac{k}{k_b}\right)^4 \eta \sin^4\varphi\right]^2 + \left[1 - \left(\frac{k}{k_b}\right)^4 \sin^4\varphi\right]^2} \quad (3.8)$$

mit dem Einfallswinkel φ (siehe Abbildung 3.5) und der Wellenzahl k ($= 2\pi/\lambda = \omega/c = 2\pi f/c$) der auftreffenden Schallwelle, dem Dissipations-Verlustfaktor η und der Wellenzahl k_b der natürlichen Biegewelle der Platte.

$$k_b = \sqrt{\omega} \left(\frac{m}{B}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (3.9)$$

mit der Biegesteifigkeit B und der Masse m .

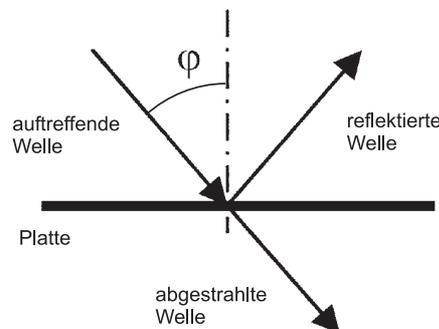


Abbildung 3.5: Definition des Einfallswinkels φ

Abbildung 3.6 zeigt charakteristische TL-Kurven als Funktion der Frequenz für Schallwellen unter verschiedenen Einfallswinkeln φ nach Gleichung (3.8).

Die Koinzidenzfrequenz ist die Frequenz, bei der der Wellenlängenanteil der eintreffenden Schallwelle parallel zur Platte mit der Biegewellenlänge der Platte übereinstimmen (Siehe Abbildung 3.7). Bei dieser Frequenz tritt Resonanz auf. In diesem Fall wird der Nenner in Gleichung (3.8) minimal, so daß τ maximal wird, was zu einem Abfall des TL führt.

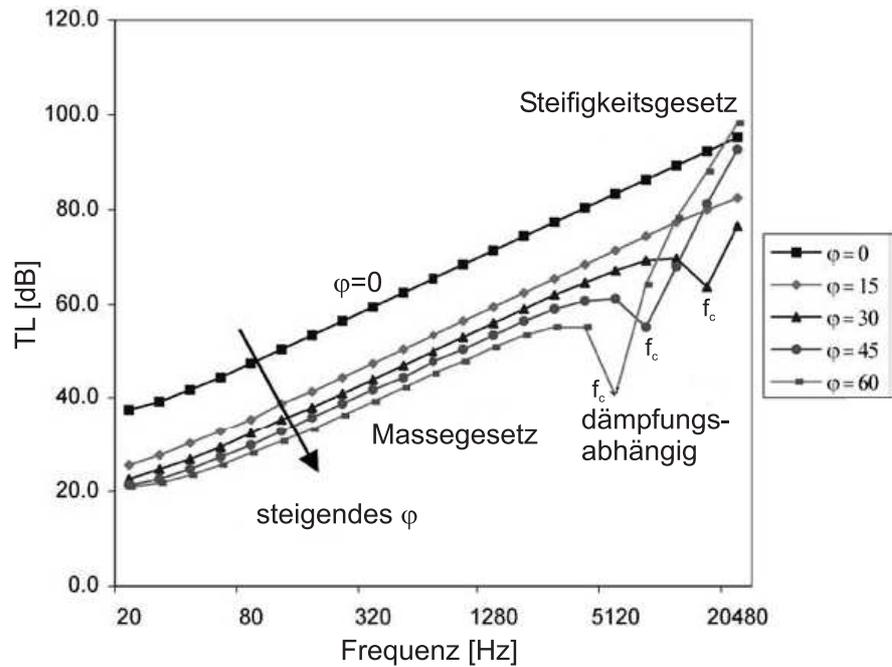


Abbildung 3.6: Einflußparameter auf den Transmission-Loss bei unterschiedlichen Frequenzen und Einfallswinkel [Kra05]

Koinzidenz tritt also auf, wenn [Fah89]

$$k = \frac{k_b}{\sin \varphi}. \quad (3.10)$$

Die Koinzidenzfrequenz wird damit nach [Fah89] zu

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{c}{\sin \varphi} \right)^2 \sqrt{\frac{m}{B}}. \quad (3.11)$$

Die niedrigste Koinzidenzfrequenz wird auch „Kritische Frequenz“ genannt. Diese ist gegeben, wenn die Schallwelleneinfallrichtung parallel zur Plattenoberfläche ist, bei $\varphi = 90^\circ$.

Die TL-Kurve (Abbildung 3.6) wird durch die Koinzidenzfrequenz f_c in zwei Bereiche geteilt:

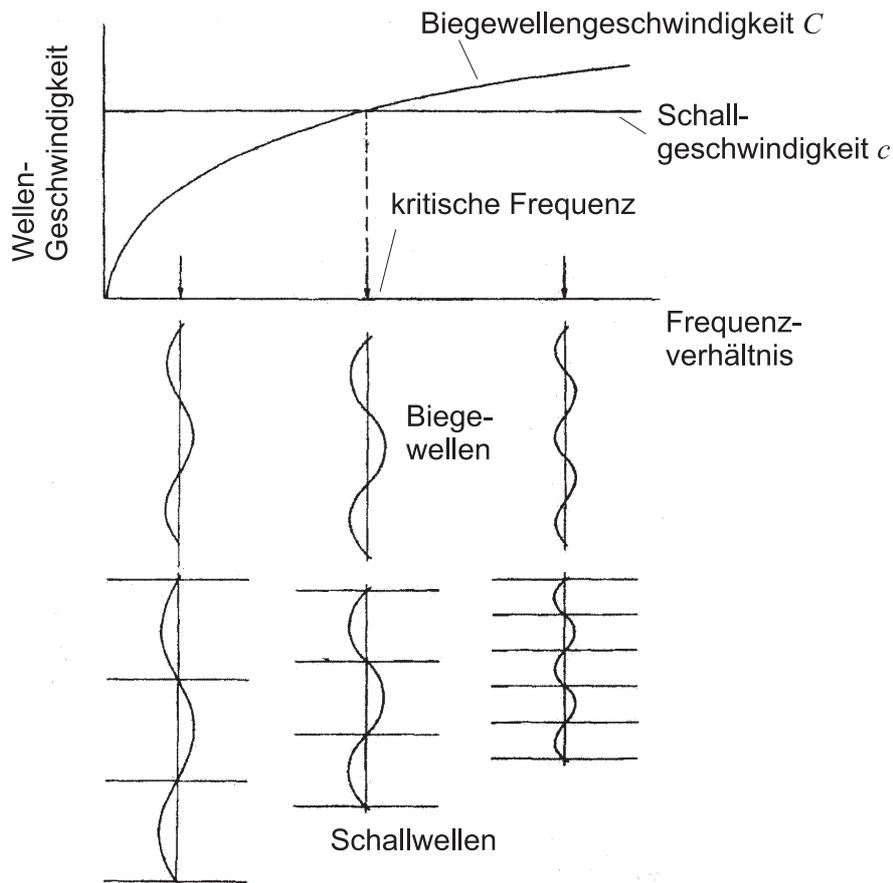
- Unterhalb der Koinzidenzfrequenz wird der TL beschrieben durch [Fah89]

$$TL(\varphi) \approx 20 \log_{10} \left(\frac{\omega m \cos \varphi}{2 \rho c} \right). \quad (3.12)$$

Diese Gleichung ist auch als **Massegesetz** bekannt, da in diesem Frequenzbereich der TL hauptsächlich durch die Masse m der Platte bestimmt wird.

- Im Bereich der Koinzidenzfrequenz (Resonanz) ist der TL hauptsächlich durch die Dämpfung bestimmt, die als struktureller Verlustfaktor η in die folgende Gleichung eingeht [Fah89]:

$$TL(\varphi) \approx 20 \log_{10} \left(\frac{\eta \omega_c \cos \varphi}{2 \rho c} \right). \quad (3.13)$$

Abbildung 3.7: Erläuterung zur Koinzidenz bei $\varphi = 90^\circ$

- Oberhalb der Koinzidenzfrequenz ist der TL hauptsächlich durch die Biegesteifigkeit B der Platte bestimmt, was zu folgender Gleichung führt [Fah89] (**Steifigkeitsgesetz**):

$$TL(\varphi) \approx 20 \log_{10} \left(\frac{B k^4 \sin^4 \varphi \cos \varphi}{2 \rho c \omega} \right). \quad (3.14)$$

Bei unversteiften, ebenen Platten ist die Steifigkeit B gegeben durch $B = \frac{E t^3}{12}$.

3.8.2 Analytische Bestimmung des Transmission-Loss für endliche Platten

Für endliche Platten, z.B. Hautfelder eines Rumpfes zwischen Spanten und Stringern, kann die Schalldämmung am besten durch den Vergleich von Anregung und Abstrahlung beschrieben werden. Wenn eine Schallwelle auf eine Platte trifft, werden dadurch Schwingungen in der Platte erzeugt. Diese Anregung ist definiert durch den Anregungsindex $10 \log_{10} \epsilon$ (dB), wobei ϵ die Anregungseffizienz bezeichnet. Das schwingende Panel hingegen strahlt auf beiden Seiten ab; eine reflektierte Schallwelle auf der Anregungsseite und eine durchgelassene Schallwelle auf der Abstrahlseite. Dieser Abstrahlprozess ist durch den Abstrahlungsindex $10 \log_{10} \sigma$ (dB) definiert, mit der

Abstrahleffizienz σ . Der Transmission-Loss wird aus der Anregung und Abstrahlung folgendermaßen gebildet [Ven73]:

$$TL = -10 \log_{10} \epsilon - 10 \log_{10} \sigma \quad (3.15)$$

Josse und Lamure [Jos64] definieren eine Gleichung für die Anregungseffizienz ϵ für eine endliche, einfach gelagerte Platte:

$$\epsilon = \frac{8\rho^2 c^2}{\omega^2 m^2} \left(1 + \frac{c}{\pi \eta} \frac{U}{2S} \frac{1 + \frac{f}{f_c}}{\sqrt{f f_c}} \right) \quad (3.16)$$

mit dem Umfang U und der Oberfläche S .

Abbildung 3.8 zeigt einen Vergleich der Anregung zwischen der Berechnung nach Gleichung (3.16) und experimentell bestimmten Daten [Ven73]. Aus dieser Abbildung kann geschlossen werden, daß die Gleichung von Josse und Lamure nicht über den gesamten Frequenzbereich gültig ist. Trotzdem zeigen beide Kurven einen Anstieg der Anregbarkeit bei der versteiften Platte gegenüber der unversteiften.

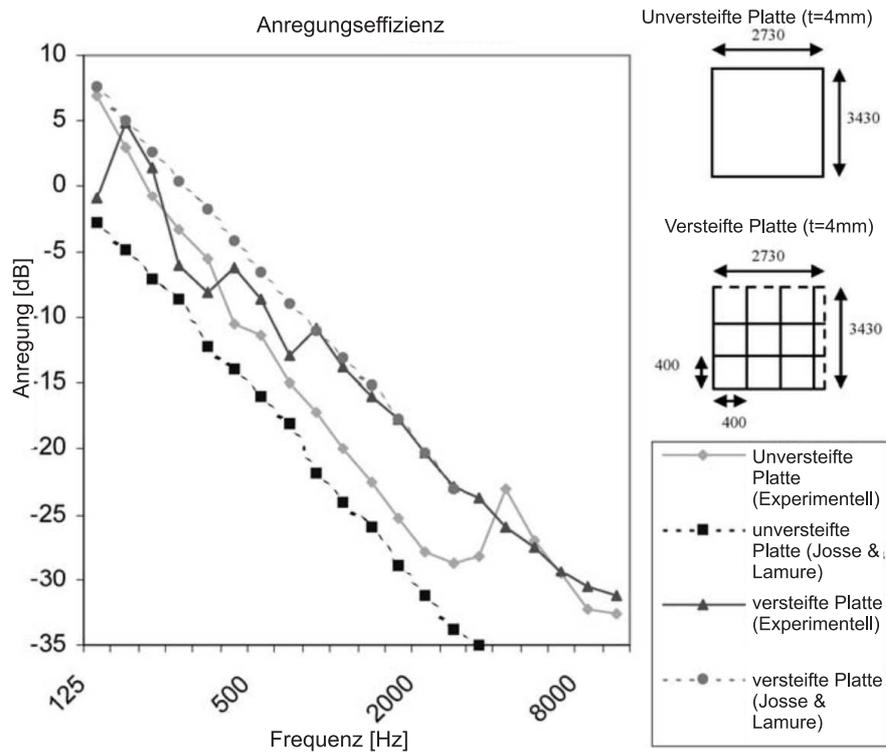


Abbildung 3.8: Anregungseffizienz berechnet nach Josse und Lamure (Gl. (3.16)) verglichen mit Messungen für eine versteifte und eine unversteifte Aluminiumplatte [Jos64]

Vør und Holmer [Ver88] entwarfen einen theoretischen Ansatz für eine rechteckige Platte, welcher als erste Näherung für die Bestimmung des TL von einfach gelagerten unversteiften Platten dienen kann und in Abbildung 3.9 dargestellt ist.

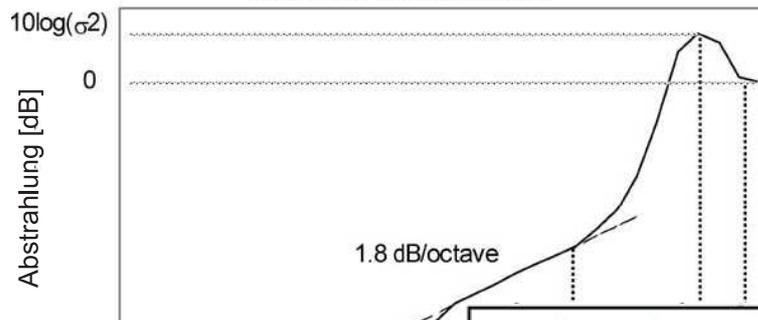


Abbildung 3.9: Annäherung der Abstrahlung σ für einfach gelagerte Platten mit Umfang U und Oberfläche S [Ver88]

3.8.3 Transmission-Loss bei Sandwichplatten

Eine Sandwichbauweise wird vorrangig eingesetzt um die spezifische Steifigkeit einer Platte signifikant zu erhöhen. Dies führt jedoch gleichzeitig nach Gleichung (3.11) zu einer entsprechenden Senkung der Koinzidenzfrequenz mit entsprechenden Nachteilen für die Schalldämmfähigkeiten einer solchen Platte.

Aus diesem Grund ist es wünschenswert die Koinzidenzfrequenz in höhere Frequenzbereiche als den für die Sprache wichtigen ($100 \dots 4000 \text{ Hz}$) zu verschieben. Die Koinzidenzfrequenz ist nach Gleichung (3.11) bei einem Einfallswinkel von 90° und der Schallgeschwindigkeit der Luft c_l gegeben durch:

$$\omega_{c90} = c_l^2 \sqrt{\frac{m}{B}}. \quad (3.17)$$

m ist dabei das Flächengewicht der Wand und B die dynamische Steifigkeit. Um also die Koinzidenzfrequenz zu erhöhen, muß das Verhältnis $\frac{m}{B}$ vergrößert werden. Dazu gibt es nach [Kur59] zwei Möglichkeiten:

- Erhöhung von m : Die Konsequenzen der Erhöhung des Flächengewichts sind eindeutig. Der TL wird im Bereich des Massengesetzes erhöht. Normalerweise ist eine Massenerhöhung nicht erwünscht, da die Struktur möglichst leicht sein soll.
- Verringerung von B : Die Biegesteifigkeit zu verringern ist üblicherweise problematisch, da aus struktureller Sicht eine bestimmte statische Steifigkeit benö-

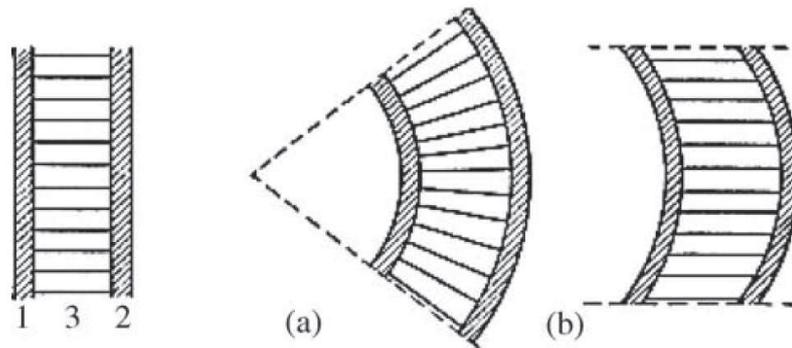


Abbildung 3.10: Biegung einer Sandwichplatte, bestehend aus den Häuten „1“ und „2“ und dem Kern „3“, durch (a) Biegung und (b) Schub der Kernlage [Kur59]

tigt wird. Die Verwendung von Sandwich-Strukturen dagegen ermöglicht es, die dynamische Steifigkeit zu verringern, dabei aber eine ausreichend hohe statische Steifigkeit zu erhalten.

Die zweite Option, die Verringerung von B scheint für Sandwichplatten erfolgversprechend. Daher werden im Folgenden Möglichkeiten betrachtet, die dynamische Biegesteifigkeit unter Beibehaltung einer ausreichenden statischen Steifigkeit zu verringern. Dies ist möglich, da Biegeverformungen in einem Sandwich nicht nur durch reine Biegung, sondern auch durch Schubverformungen im Kern bzw. einer Kombination aus beiden hervorgerufen werden können wie in Abbildung 3.10 gezeigt wird. Um zu erklären, weshalb dieser „kombinierte“ Verformungstyp die Koinzidenzfrequenz erhöhen kann, wird die „Dispersionskurve“² der transversalen Wellengeschwindigkeit in einer Sandwichplatte betrachtet. Dazu ist nicht nur die frequenzabhängige Biege- wellengeschwindigkeit c_b

$$c_b = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{\frac{B}{M}}, \quad (3.18)$$

bei der ab einer Grenzfrequenz Koinzidenzeffekte auftreten, von Wichtigkeit, sondern auch die transversale Schubwellengeschwindigkeit. Die transversale Schubwellengeschwindigkeit c_s ist nach [Kur59] gegeben durch:

$$c_s = \sqrt{\frac{G}{\rho}}. \quad (3.19)$$

Dabei ist G der elastische Schubmodul und ρ die Dichte. Die transversale Schubwellengeschwindigkeit ist unabhängig von der Frequenz. Daher wird kein Koinzidenzeffekt mit Einbruch des TL auftreten, solange die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Schubwellen nennenswert kleiner ist als die Schallgeschwindigkeit in der Luft. Konstruiert man nun einen Kern, welcher sich vornehmlich durch Schub anstatt durch Biegung verformt, würde eine solche Platte gute Schalldämmeigenschaften besitzen. Dazu sollte der Kern (schub-)weich aber inkompressibel (z.B. Gummi) zwischen zwei steifen

²Abhängigkeit der Ausbreitungsgeschwindigkeit von Wellen von ihrer Wellenlänge bzw. Frequenz

Häuten sein. Wenn der Kern kompressibel ist, tritt eine weitere Resonanz auf, die später erläutert wird.

Die Dispersionskurve kann mit der Impedanz eines Sandwiches bestimmt werden. Die Impedanz, die sowohl Biege- als auch Schubverformungen berücksichtigt, ist nach [Kur59] gegeben durch:

$$Z = j\omega m_c + \frac{B_c}{j\omega X^2} \frac{2B_1/j\omega X^2 + S_3/j\omega X}{B_c/j\omega X^2 + 2B_1/j\omega X^2 + S_3/j\omega X}. \quad (3.20)$$

Mit

$$\begin{aligned} X &= \frac{c^2}{\omega^2}, \\ B_c &= \frac{EI}{1 - \nu^2}, && \text{Biegesteifigkeit der Sandwichplatte} \\ m_c &= \rho_1 t_1 + \rho_2 t_2 + \rho_3 t_3, && \text{Gesamtmasse der Sandwichplatte} \\ B_{1,2} &= \frac{E_{1,2} t_{1,2}^3}{12(1 - \nu^2)}, && \text{Biegesteifigkeit der einzelnen Häute} \\ S_3 &= Gt_3. && \text{Schubsteifigkeit des Kerns} \end{aligned}$$

Setzt man die Impedanz zu Null und formt etwas unter der Berücksichtigung von $2B_1 \ll B_c$ um, kann die Dispersionskurve (Wellengeschwindigkeit c als Funktion der Frequenz ω) nach [Kur59] bestimmt werden mit:

$$\frac{c_s^4}{c_b^4} c^6 + c_s^2 c^4 - c_s^4 c^2 - c_b'^4 c_s^2 = 0. \quad (3.21)$$

Mit

$$\begin{aligned} c_b &= \sqrt{\omega} \left(\frac{B_c}{m_c} \right)^{1/4}, && \text{Biegewellengeschw. der Sandwichplatte} \\ c_b' &= \sqrt{\omega} \left(\frac{2B_1}{m_c} \right)^{1/4}, && \text{Biegewellengeschw. einer einfachen Platte, mit der} \\ &&& \text{halben Masse des Kerns} \\ c_s &= \sqrt{\frac{S_3}{m_c}}. && \text{Schubwellengeschw. des Kerns, mit der Masse der} \\ &&& \text{Hautlagen} \end{aligned}$$

Dies ergibt die Dispersionskurve, welche in Abbildung 3.11 gezeigt ist.

Für niedrige Frequenzen gilt

$$c_b \ll c_s \rightarrow c \approx c_b.$$

Für hohe Frequenzen gilt

$$c_b' \gg c_s \rightarrow c \approx c_b'.$$

Zwei charakteristische Frequenzen aus der Dispersionskurve können nach [Kur59] gebildet werden:

$$\text{für } c_s = c_b \quad \omega_1^2 = \frac{S_3^2}{m_c B_c}, \quad (3.22)$$

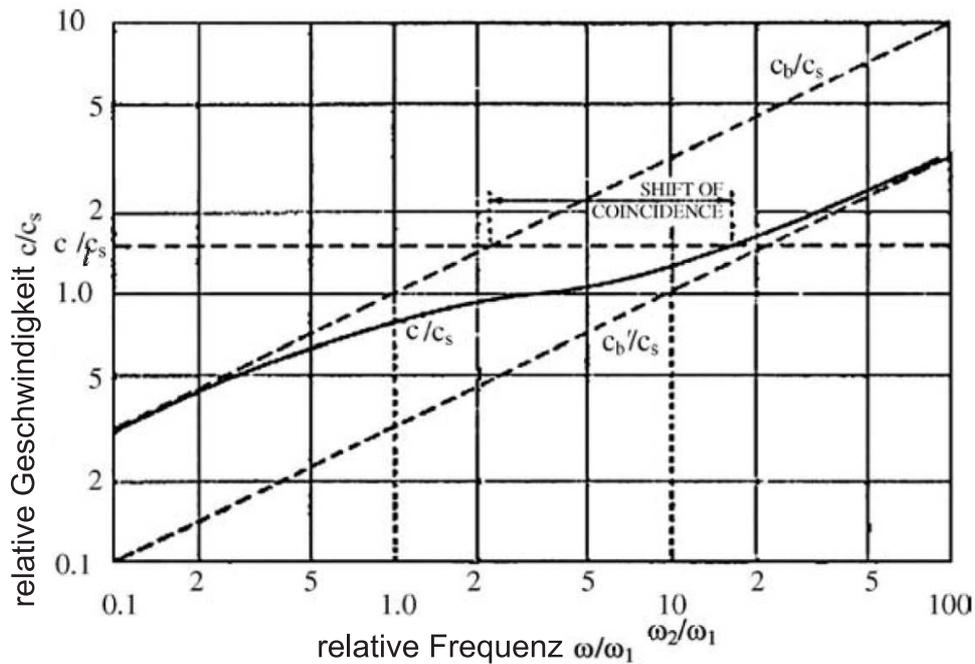


Abbildung 3.11: Dispersionskurve der transversalen Wellengeschwindigkeit in einer Sandwichplatte, deren gesamte statische Biegesteifigkeit zwanzigmal so groß ist wie die einer einfachen Platte ($\omega_2/\omega_1=10$). [Kur59]

$$\text{für } c_s = c'_b \quad \omega_1^2 = \frac{S_3^2}{2} m_c B_1, \quad (3.23)$$

Ist die Schubwellengeschwindigkeit c_s klein genug gegenüber der Luft-Schallgeschwindigkeit c_l , beispielsweise $c_s \leq 0,66c_l$, so steigt die Koinzidenzfrequenz etwa um den Faktor

$$\omega_2/\omega_1 = B_c/2B_1. \quad (3.24)$$

In Abbildung 3.11 wurde das Verhältnis $\omega_2/\omega_1 = 10$ bei einem Verhältnis der Gesamtbiegesteifigkeit zur Hautbiegesteifigkeit von 20 erreicht.. Abhängig von den Plattenmaterialien und -abmessungen sind Koinzidenzfrequenzerhöhungen um den Faktor 1000 möglich.

Diese Diskussion führt zu zwei Design-Regeln für die Material- und Abmessungsauswahl für Sandwichplatten um den Transmissionloss zu erhöhen:

- (1) Die Geschwindigkeit der transversalen Schubwelle sollten zwei Drittel der Luftschallgeschwindigkeit nicht überschreiten [Kur59]:

$$c_s = \sqrt{\frac{S_c}{m_c}} \leq \frac{2}{3} c_l. \quad (3.25)$$

Dies bedeutet, daß der Schubmodul des Kerns gering sein sollte.

- (2) Die Koinzidenzfrequenz sollte so gewählt werden, daß sie oberhalb des interessierenden Frequenzbereichs liegt. Dies ergibt Einschränkungen für das zulässige Material und die Abmessungen [Kur59]:

$$\frac{c_l^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m_c}{2B_1}} \geq f_c. \quad (3.26)$$

Viele Kernmaterialien mit niedrigem Schubmodul sind jedoch kompressibel. Dies hat zwei große Nachteile:

- Die statische Biegesteifigkeit des Sandwiches wird reduziert, da der Abstand zwischen den beiden Häuten nicht konstant bleibt.
- Nach [For67] wird damit eine neue Resonanzfrequenz eingeführt, die Dilatations-Resonanz. Diese entsteht durch einen Schwingungsmodus, bei dem die Häute durch den kompressiblen Kern symmetrisch schwingen können. (Siehe Abbildung 3.12)

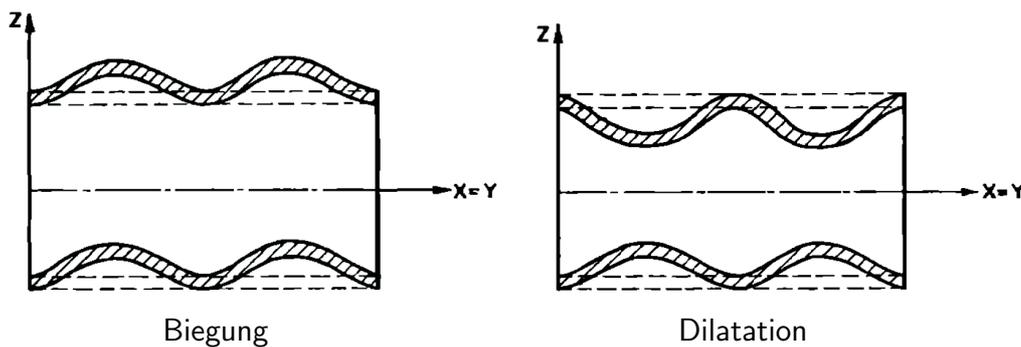


Abbildung 3.12: Biege- und Dilatationswellenform ([Smo73])

3.9 Experimentelle Bestimmung des Transmission Loss

Der TL kann experimentell zwischen zwei entkoppelten Hallräumen mit diffusen Schallfeldern (siehe Abbildung 3.13) gemessen werden. Diese sind durch ein Fenster miteinander verbunden, in das die zu prüfenden Strukturen eingebaut werden. Im „Sende“-raum wird mit Lautsprechern Lärm erzeugt, im „Empfangs“-raum mit einem Mikrophon der durch die zu prüfende Struktur übertragene Lärm gemessen. Die Mikrophone bewegen sich während der Messung auf Kreisbahnen, um den Lärmpegel in beiden Räumen räumlich zu mitteln.

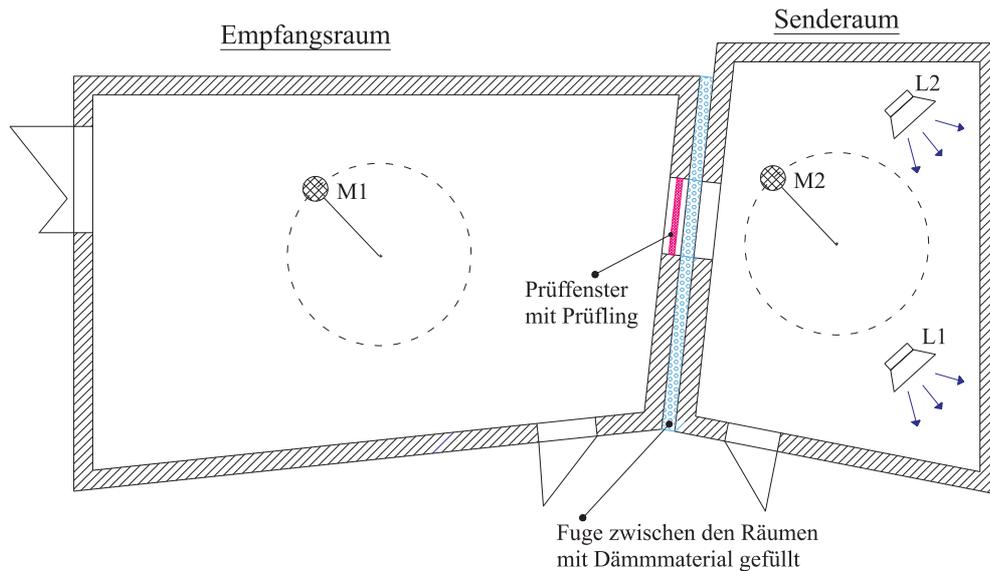


Abbildung 3.13: Schematischer Versuchsaufbau zur TL-Messung

3.10 Abhängigkeit des Transmission Loss vom Innendruck

Der Transmission-Loss hängt in geringem Maße von der Druckdifferenz zwischen Innenraum und Umgebung ab, wie Liu in [Liu07] experimentell und theoretisch an gekrümmten Schalen nachgewiesen hat. Davon entfallen etwa 80% auf den Unterschied der Luftdichte und 20% auf die aus dem Überdruck resultierende Membranspannung in der Schale. Oberhalb der Ringfrequenz beträgt die Verschlechterung des TL ca. $0,5 \text{ dB}/10\,000 \text{ Pa}$, unterhalb kann der TL je nach Ausführung der Panels (Feldgröße, Versteifungen) und Frequenzbereich leicht verbessert oder verschlechtert werden.

Bei einer maximalen Druckdifferenz im Reiseflug von ca. $0,6 \text{ bar}$ wird der TL also bis zu 3 dB gegenüber dem TL am Boden reduziert.

4 Integration von akustischen und mechanischen Anforderungen in Rümpfen

In diesem Kapitel wird die Möglichkeit der Integration von Maßnahmen zur Verbesserung des akustischen Verhaltens im Rahmen der mechanischen Möglichkeiten bei versteiften Schalen und bei Sandwichstrukturen diskutiert.

Desweiteren werden zusätzliche add-on Maßnahmen diskutiert, die das akustische Verhalten verbessern, jedoch nicht im eigentlichen Sinne integriert werden.

4.1 Integrierte Maßnahmen

Integrierte Maßnahmen zur Lärmreduzierung im Rumpf betreffen Maßnahmen an der Rumpfstruktur, die wenig Einfluß auf die Struktur und die Masse des Rumpfes haben. Dabei wird insbesondere betrachtet, inwieweit sich gewisse Teile des Gewichtsvorteils durch die Anwendung von CFK gewinnbringend so einsetzen lassen, daß der Innenlärm reduziert wird und die strukturelle Funktion nur minimal beeinflusst wird.

Nach einer globalen Betrachtung zur Struktur-Cavity-Resonanz werden die Möglichkeiten bei den verschiedenen in Frage kommenden Wandaufbauten untersucht.

4.1.1 Verstimmung von Struktur- und Cavitymoden

Die in Kapitel 3.4 beschriebene Resonanz durch Kopplung der Struktur- und der Luftschwingungen, kann dadurch abgemildert werden, daß die Eigenmoden der beiden Schwingungen so beeinflusst werden, daß sie sich nicht mehr so stark koppeln können.

Die Eigenformen der Luftschwingungen sind durch die Geometrie der Rumpfröhre vorgegeben und lassen sich unter Beibehaltung des zu nutzenden Raumes kaum beeinflussen. Anders hingegen sieht es bei den Strukturschwingungen aus: Bei einer zunächst angenommenen homogenen Steifigkeits- und Masseverteilung bilden sich gleichmäßige Schwingungen über die Rumpflänge aus, die entsprechend gut zu den gleichmäßigen Druckschwingungen passen. Wird nun aber die Steifigkeit des Rumpfes

in Längs- und Umfangsrichtung, auch entsprechend den mechanischen Anforderungen, variiert, so bilden sich auch im Vergleich zu den Druckschwingungen weniger gleichmäßige Strukturschwingungen aus, die zu einem geringeren Kopleffekt führen.

Gut zu sehen ist dieser Effekt in Abbildung 4.1: Es ist zu erkennen, daß die Druckverteilungsform abgesehen von der Amplitude durch die Strukturänderung nicht merklich beeinflußt wird. Jedoch wird die Strukturschwingungsform durch die Optimierung der Lagenwinkel so verändert, daß die Kopplung von Struktur- und Luftschwingungen erschwert wird.

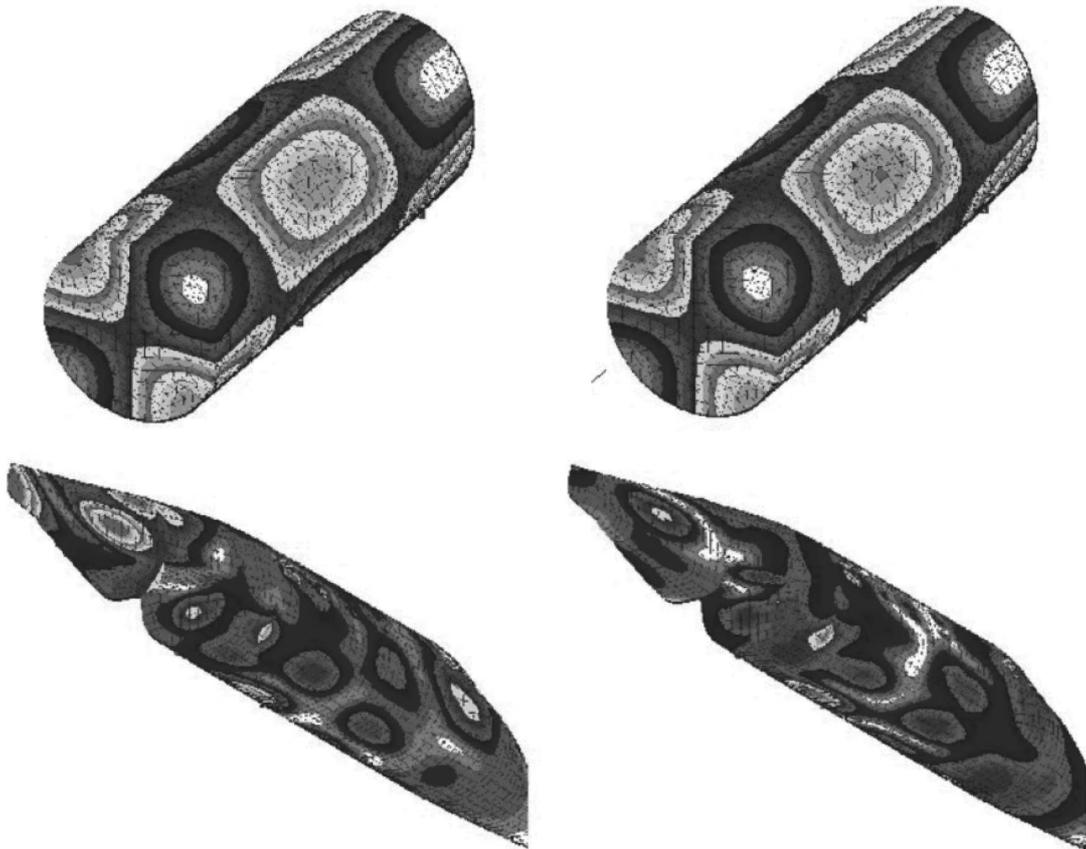


Abbildung 4.1: Oben Druckantwort im Zylindrischen Teil des Rumpfes, unten Strukturverschiebungen jeweils bei 203 Hz Anregung. Links vor, rechts nach der Lagenwinkeloptimierung bei einem Beech Starship [Fer96]

Johnson hat in [Joh01] durch Variation der Lagenorientierung in 10 Abschnitten eines Zylinders mit der Länge von $3,66\text{ m}$ und einem Radius von $0,838\text{ m}$, gegenüber einer gleichmäßigen Lagenorientierung über die Länge als Ausgangswert, eine Reduzierung des Innenlärms von bis zu 10 dB erreicht.

4.1.2 Versteifte Schalen

Zunächst werden die mechanischen Eigenschaften des Rumpfes beim Einsatz von CFK anstatt Aluminium diskutiert, woraus sich der verfügbare Designspielraum ergibt, in dem die akustischen Maßnahmen integriert werden können.

Zusammengefaßt wird in den nächsten Unterkapiteln gezeigt, daß der Verzicht auf einen Teil des Gewichtseinsparpotentials von CFK aus strukturmechanischer Sicht gegenüber Aluminium zu einer Verbesserung der Schalldämmung eines versteiften Rumpfes führen kann. Die Schalldämmung kann durch die Vergrößerung von Spantabständen und/oder der Hautdicke verbessert werden. Diese Anpassung führt auch zu einer Verringerung der Teileanzahl, geringeren Spannungen und damit zu besserem Ermüdungs- und Impactverhalten. Damit können die Produktions- und Wartungskosten mit einem solchen Rumpf verringert werden, was im Endeffekt zu einer besseren Wettbewerbsfähigkeit gegenüber konventionellen Aluminiumrümpfen führt als der aus strukturmechanischer Sicht leichtest mögliche CFK-Rumpf.

Mechanische Eigenschaften von Aluminium und CFK in Rumpfstrukturen aus versteiften Schalen

In diesem Abschnitt wird eine Parametervariation für einen Rumpf aus versteiften Schalen durchgeführt. Die Parameter sind die Abmessungen von Haut, Stringern und Spanten.

Zunächst wird der Einfluß der Parameter auf die strukturelle Effizienz eines versteiften Rumpfpanels diskutiert. Die strukturelle Effizienz eines versteiften Rumpfpanels wird durch das Gewicht definiert, welches benötigt wird, um die Steifigkeit und Festigkeitsanforderungen zu erfüllen. Um die Auswertung der Effizienz zu vereinfachen, wird das Gewicht einer idealisierten Rumpfsektion als Funktion der Parameter in „Design-Diagrammen“ (Abb. 4.3 und 4.4) dargestellt.

Für die Berechnung wurde ein zehn Meter langes Teil eines zylindrischen idealisierten Rumpfs mit einem Radius von $1,975\text{ m}$ verwendet. Die Rumpfsektion ist mit Stringern und Spanten versteift, wie in Abb. 4.2 gezeigt. Die Stringer sind Hut-Profile mit gleicher Höhe und Breite. Das Gewicht und die Größe der Spanten wird nicht berücksichtigt. Desweiteren wird ein ungestörter Rumpf ohne Öffnungen wie Fenster, Türen, ... betrachtet. Die berücksichtigten Lastfälle sind das Biegemoment M , die Schublast Q und der Innendruck p . Die Werte für diese Lasten und die Rumpfdimensionen sind ebenso wie die Materialfestigkeiten und Steifigkeiten in Tabelle 4.1 gegeben.

Die Kurven in Abbildung 4.3 und 4.4 sind mit folgenden Kriterien bestimmt worden, die [Too98] entnommen wurden:

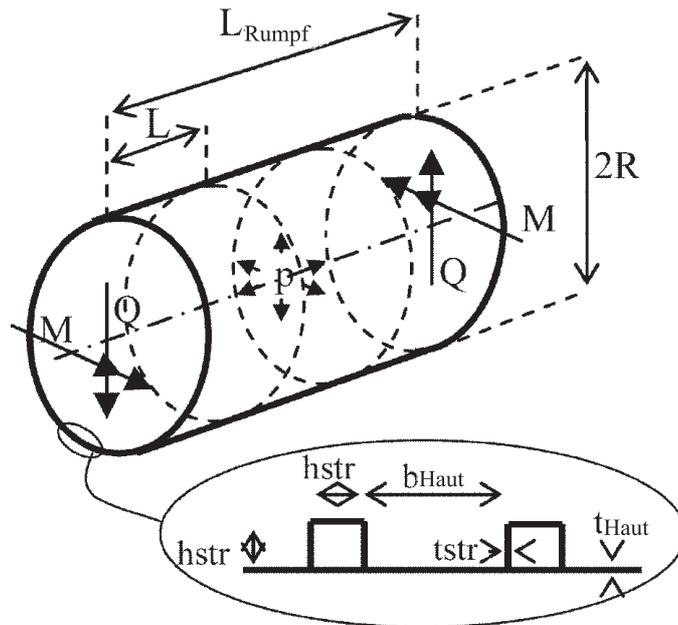


Abbildung 4.2: Lastfälle und Abmessungen des idealisierten Rumpfes [Kra05]

- Die mindest Hautdicke wird aus der Umfangsspannung berechnet:

$$t_{min} = \frac{p \cdot R}{\sigma_{Umfang}}. \quad (4.1)$$

Für Aluminium ergibt sich eine minimale Hautdicke von $t_{min} = 1,28 \text{ mm}$, für CFK/Epoxi $t_{min} = 1,10 \text{ mm}$

- Die Beulspannung der Haut zwischen den Stringern wird mit folgenden Formeln berechnet:

$$\sigma_{b_{Haut}} = k_{\sigma} \frac{\pi^2 E_{Haut}}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_{Haut}}{b_{Haut}} \right)^2; \quad (4.2)$$

$$\tau_{b_{Haut}} = k_{\tau} \frac{\pi^2 E_{Haut}}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_{Haut}}{b_{Haut}} \right)^2. \quad (4.3)$$

Folgendes Hautbeulkriterium wird verwendet:

$$R = \frac{\sigma}{\sigma_{b_{Haut}}} + \frac{\tau}{\tau_{b_{Haut}}} < 1 \quad (4.4)$$

- Die Beulspannung der Stringerflansche wird bestimmt mit

$$\sigma_{Flansch} = k_{\sigma} \frac{\pi^2 E_{Str}}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_{str}}{h_{str}} \right)^2. \quad (4.5)$$

- Die Beulspannung der Stringer-Haut Paneele zwischen den Spanten wird bestimmt mit

$$\sigma_{Euler} = E \frac{\pi^2 (EI)_{panel}}{L^2 (EA)_{panel}}. \quad (4.6)$$

Tabelle 4.1: Werte der Lasten, Rumpfabmessungen und Materialkennwerte der Parameterstudie [Kra05]

Rumpfabmessungen		Lasten			Beulfaktoren	
R [mm]	L_{Rumpf} [m]	M [Nmm]	Q [N]	p [N/mm ²]	k_σ -	k_τ -
1975	10	$4 \cdot 10^9$	$6 \cdot 10^6$	0,055	4,0	5,35

Festigkeiten und Steifigkeiten						
	σ_{Umfang} [MPa]	$\sigma_{maxHaut}$ [MPa]	σ_{maxStr} [MPa]	E_{Haut} [MPa]	E_{Str} [MPa]	ρ [kg/m ³]
Aluminium	85	200	200	70000	70000	2700
CFK/Epoxi	100	150	210	50000 (QI)	70000	1800

QI: Quasiisotroper Lagenaufbau in der Haut. Der höhere unidirektionale Anteil in den Stringern führt zu dem höheren E-Modul. Der Faservolumenanteil ist immer 50%

- Das Rumpfgewicht pro Längeneinheit wird aus der Summe der Stringer und Hautgewichte berechnet:

$$m_{Rumpf} = 2 \pi R \rho \left(t_{Haut} + \frac{3 h_{Str} t_{Str}}{b_{Haut} + h_{Str}} \right) \quad (4.7)$$

Diese Formeln gelten strenggenommen nur für isotrope Werkstoffe, wurden hier jedoch sowohl für die Aluminium als auch für die (quasiisotropen) Faserverbundrumpfpänele benutzt.

Die Verwendung dieser Kriterien führt zu den Kurven in den Abbildungen 4.3 und 4.4. Alle Designkurven haben die selbe charakteristische Form: Unterhalb eines bestimmten Spantabstandes bleibt das Rumpfgewicht konstant und wird durch die maximal erlaubte Spannung bestimmt. Oberhalb dieses Spantabstandes wird das Gewicht durch die Stabilitätskriterien aus den Gleichungen (4.2) bis (4.6) bestimmt. In den stabilitätskritischen Regionen nimmt das Spannungsniveau mit zunehmendem Spantabstand ab.

Die aus mechanischer Sicht leichtesten möglichen Rumpfe ergeben sich jeweils bei den dünnsten möglichen Häuten. Der leichteste Aluminiumrumpf ($602 \text{ kg}/10 \text{ m}$) ist etwa 30% schwerer als der leichteste CFK/Epoxid Rumpf ($452 \text{ kg}/10 \text{ m}$).

Abbildung 4.4 zeigt die benötigten Stringerabmessungen, die zu den Lösungen in Abbildung 4.3 gehören. Alle diese Kurven zeigen die gleiche Tendenz: Mit zunehmendem Spantabstand muß auch die Stringerfläche zunehmen, um das Panel-Beulen zu verhindern.

Beim betrachten von Abbildungen 4.3 und 4.4 kann folgendes festgehalten werden: Der traditionell üblicherweise verwendete Spantabstand von etwa 500 mm liegt mehr oder weniger im Gewichtsoptimum für Aluminiumrumpfe (Leichteste Aluminiumlösung in Abbildung 4.3). Dagegen muß für Faserverbundrumpfe der optimale

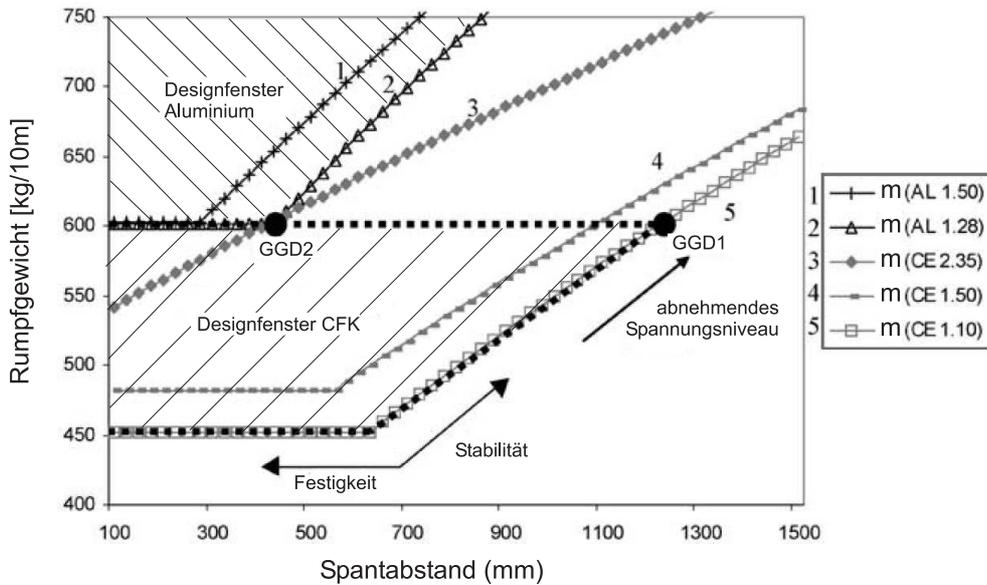


Abbildung 4.3: Rumpfgewicht gegenüber dem Spantabstand für die Lasten, Festigkeiten und Dimensionen aus Tabelle 4.1 [Kra05]
 m(AL1.50): Aluminium, 1,5 mm Hautdicke;
 m(AL1.28): leichteste Aluminiumlösung;
 m(CE1.10): leichteste CFK/Epoxilösung
 GGD1/2: Gleiches Gewicht Design 1/2

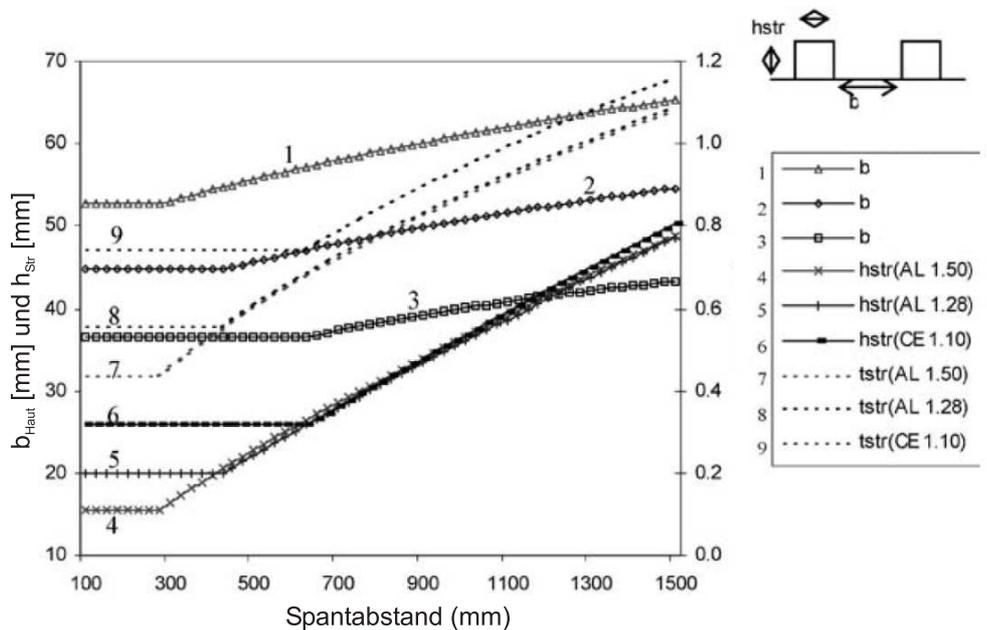


Abbildung 4.4: Zugehörige Stringerabmessungen zu den Lösungen in Abbildung 4.3, jeweils über den Spantabstand aufgetragen: [Kra05]
 $b_{Haut}(AL1.50)$: benötigter minimaler Stringerabstand bei Aluminium mit einer Hautdicke von 1,5 mm;
 $h_{str}(AL1.50)$: benötigte Stringer Breite/Höhe;
 $t_{str}(AL1.50)$: benötigte Stringerdicke

Spantabstand nicht bei 500 mm liegen. Die Abbildung zeigt, daß es ein „Design Fenster“ gibt, welches aus CFK-Lösungen mit verschiedenen Spantabständen und Hautdicken besteht, welche leichter als die leichteste Aluminium Lösung sind.

Dieses Gewichtseinsparpotential kann entweder voll ausgenutzt werden, oder für Verbesserungen bei der Schadenstoleranz/-resistenz und/oder für verbesserte akustische Isolation genutzt werden.

Integration von Schalldämmung in Rümpfe aus versteiften Schalen

In den folgenden Abschnitten wird der Einfluß der Parameter (Stringer-/Spantabstand, Hautdicke) auf den Transmission Loss betrachtet und daraus ein integriertes Design entworfen, welches die mechanischen und akustischen Belange berücksichtigt.

Einfluß des Stringer- und Spantenabstandes auf den Transmission Loss: Vèr [Ver88] stellt fest, daß sich die Wellenformen in endlichen Platten von denen in unendlichen unterscheidet, da an den Enden die Wellen reflektiert werden. Interferenzen zwischen „ankommenden“ und „reflektierten“ wandernden Biegewellen können stehende Wellenmuster erzeugen (Resonanz), welche zu transversalen Schwingungsmoden mit „großen“ Amplituden führen. Eine versteifte Platte kann des weiteren als eine Anzahl von unversteiften „Unter“-platten betrachtet werden.

Der Einfluß von Stringern und Spanten auf den TL kann am besten an Gleichung (3.16) zur Bestimmung der Anregungseffizienz von Josse und Lamure erläutert werden:

Der Term, welcher den Stringer- und Spantenabstand enthält ist

$$\frac{U}{2S} = \frac{2(b+L)}{2bL} = \frac{1}{b} + \frac{1}{L} \quad (4.8)$$

mit dem Stringerabstand b und dem Spantabstand L .

Die TL-Verbesserung in dB einer versteiften Platte, welcher durch Veränderung von Stringer- und Spantabstand hervorgerufen wird, ist gegeben durch

$$\Delta TL = 10 \log_{10} \left(\frac{\left(\frac{1}{b} + \frac{1}{L}\right)_{alt}}{\left(\frac{1}{b} + \frac{1}{L}\right)_{neu}} \right). \quad (4.9)$$

Aus dieser Gleichung kann gefolgert werden, daß eine Vergrößerung des kleineren Abstandes (normalerweise der Stringer-Abstand) die größte Verbesserung ergibt. Abbildung 4.5 zeigt die TL-Verbesserung¹ durch einen geänderten Stringer und Spantabstand am Beispiel der leichtesten CFK-Rumpfstruktur mit der Hautdicke t_{Haut} aus Abbildung 4.3 bzw. 4.4, verglichen mit dem Aluminium-Referenzdesign.

¹Einfluß der geänderten Masse und Steifigkeit auf den TL sind in Abbildung 4.5 nicht berücksichtigt. Nur der Einfluß des Stringer- und Spantenabstandes ist dargestellt.

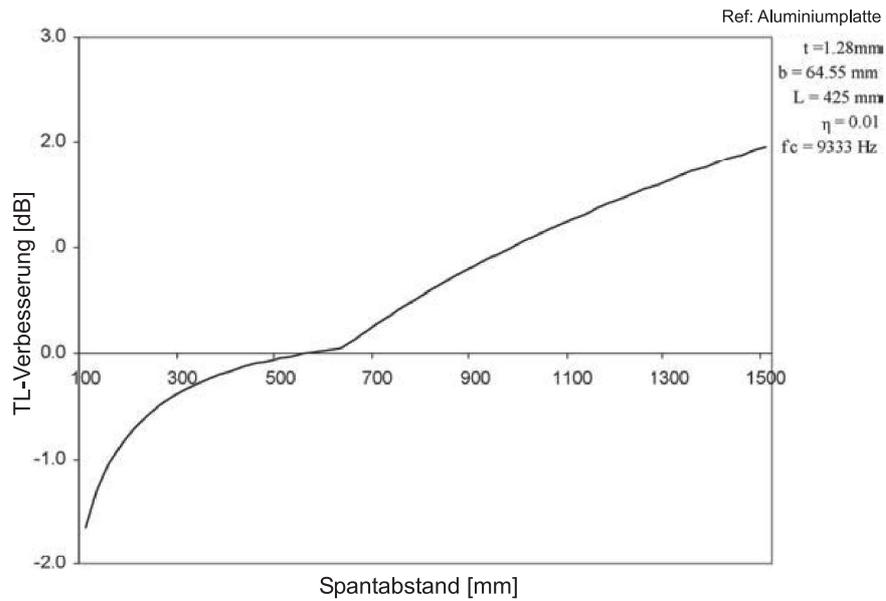


Abbildung 4.5: Einfluß des Stringer- und Spantabstandes auf den TL nach Gleichung (4.9) von CE1.1 (s. Abbildung 4.4) im Vergleich zum Aluminium-Referenzdesign [Kra05]

Tabelle 4.2: Vergleich zwischen den Eigenschaften der leichtesten CFK Lösung und dem Aluminium-Referenzdesigns

	CFK	Aluminium (ref.)
Plattendicke t [mm]	1,10	1,28
Dichte des Plattenmaterials ρ [kg/mm^3]	$1,8 \cdot 10^{-6}$	$2,7 \cdot 10^{-6}$
Haut-E-Modul E_{Haut} [MPa]	50.000	70.000
Rumpfgewicht m [kg/10m]	452,3	601,8
Stringerabstand $b = b_{Haut} + h_{str}$ [mm]	62,40	64,55
Spantabstand L [mm]	625	425
Kritische Frequenz f_c [Hz]	10492	9333

Als Referenz Aluminiumdesign für den Rest des Kaptiles wurde das leichteste Aluminiumdesign aus Abbildung 4.3 bzw. 4.4 gewählt und ist in Tabelle 4.2 beschrieben.

Wie oben angemerkt führen Spanten und Stringer zusätzliche Resonanzfrequenzen ein, da sich stehende Wellen durch die Reflektionen der Schwingungen an den Stringern und Spanten bilden können. Ein Einführen von unterschiedlichen Abständen zwischen Stringern und Spanten in einem Rumpf kann diesen Resonanzeffekt für den gesamten Rumpf etwas abschwächen, da damit jede einzelne „Unter-“Platte unterschiedliche Resonanzfrequenzen aufweist. Eine nicht parallele Anordnung von Stringern und Spanten kann diese Resonanzeffekte weiter reduzieren und damit den TL verbessern.

Einfluß der Hautdicke auf den Transmission Loss: Wird die Hautdicke vergrößert, führt dies zu zwei Konsequenzen:

- (1) Das Flächengewicht des Rumpfes steigt. Dies führt nach Gleichung des Massegesetzes (3.12) und der Anregungseffizienzgleichung von Josse und Lamure (3.16) zu einer Verbesserung des TL unterhalb der kritischen Frequenz von etwa

$$\Delta TL \approx 20 \log_{10} \left(\frac{m_{neu}}{m_{alt}} \right). \quad (4.10)$$

Dies bedeutet, daß bei einer Verdoppelung der Hautdicke (und damit der Masse) der TL um etwa 6 dB ansteigt. Dieser Anstieg des TL ist am Referenz-Aluminiumrumpf bei einer Änderung der Hautdicke von $1,28 \text{ mm}$ auf $1,5 \text{ mm}$ in Abbildung 4.6 dargestellt.

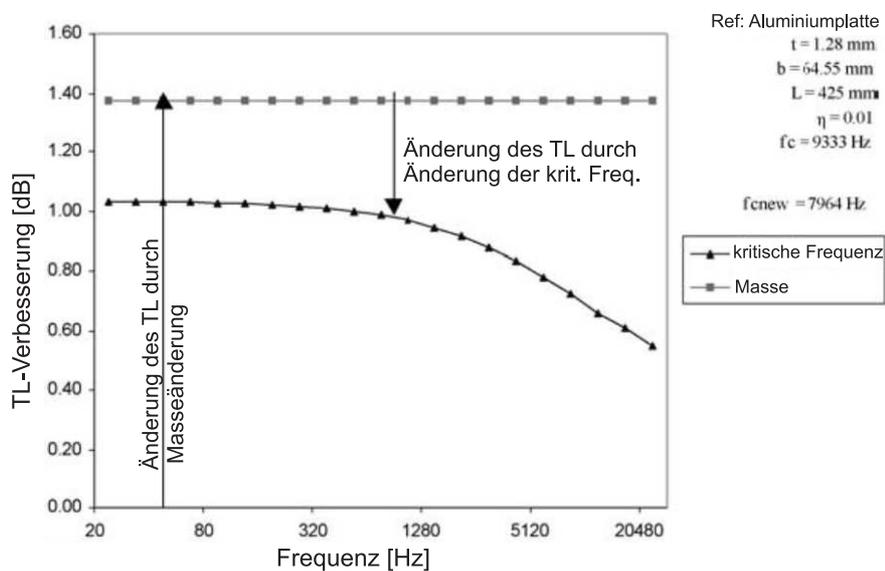


Abbildung 4.6: Einfluß der Hautdicke auf den TL nach Gleichung (4.10) und (4.12) von Al1.5 (s. Abbildung 4.4) im Vergleich zum Aluminium-Referenzdesign [Kra05]

- (2) Die Biegesteifigkeit der Rumpfschale steigt. Im Zusammenspiel des veränderten Flächengewichtes wird sich die kritische Frequenz ändern. Ob die kritische Frequenz steigt oder sinkt, hängt vom Material ab. Der Faktor um den sich die kritische Frequenz ändert ist gegeben durch

$$\Delta f_c = \frac{\left(\sqrt{\frac{m}{B}} \right)_{neu}}{\left(\sqrt{\frac{m}{B}} \right)_{alt}} = \frac{\left(\sqrt{\frac{12 \rho}{E t^2}} \right)_{neu}}{\left(\sqrt{\frac{12 \rho}{E t^2}} \right)_{alt}}. \quad (4.11)$$

Normalerweise sind hohe kritische Frequenzen anzustreben, wie an der Anregungseffizienzgleichung (3.16) von Josse und Lamur (Abbildung 3.8) und der

Abstrahleffizienzkurven von Vør und Holmer (Abbildung 3.9) gesehen werden kann. Die Änderung des TL durch die Änderung der kritischen Frequenz kann aus der Gleichung von Josse und Lamure abgeleitet werden zu

$$\Delta TL \approx 10 \log_{10} \frac{\left(\frac{1 + \frac{f}{f_c}}{\sqrt{f f_c}} \right)_{alt}}{\left(\frac{1 + \frac{f}{f_c}}{\sqrt{f f_c}} \right)_{neu}}. \quad (4.12)$$

Das Ergebnis der Hautdickenänderung von $t = 1,28, mm$ der leichtesten Aluminium-Referenzplatte auf $1,5 mm$ ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Eine Vergrößerung der Hautdicke kann einen negativen Effekt auf den TL haben, wenn die kritische Frequenz dann mit einer Frequenz der Lärmquelle übereinstimmt, an der der Lärm dann ansteigt.

Mechanisch und akustisch integriertes Design einer versteiften CFK-Rumpfschale: Um die Potential eines integrierten Designs zu betrachten, wird zunächst das leichteste Design (leichteste CFK/Epoxilösung aus Abbildung 4.3) und dessen Auswirkungen auf den TL diskutiert. Anschließend wird anhand zweier Lösungen (Design Richtungen) die Beeinflussung des Ergebnisses diskutiert, wenn anstelle des Gewichts die mechanischen bzw. akustischen Eigenschaften verbessert werden.

Wenn ein CFK/Epoxi Laminat das Aluminium in Rumpfstrukturen ersetzen soll, ändern sich alle Platteneigenschaften. Aus Abbildung 4.3 und 4.4 werden die jeweils leichtesten Lösungen für Aluminium und CFK, deren Eigenschaften in Tabelle 4.2 dargestellt sind, entnommen. Für diese beiden Lösungen wird im Folgenden ein Vergleich des TL durchgeführt.

Das Flächengewicht der CFK/Epoxi-Haut ($m = 1,98 kg/m^2$) beträgt etwa 60% des Flächengewichtes der Aluminium-Haut ($m = 3,46 kg/m^2$). Diese Gewichtsreduktion ist für eine TL-Reduktion von etwa $4,8 dB$ im Frequenzbereich unterhalb der kritischen Frequenz verantwortlich. Da der Stringerabstand der CFK-Lösung gegenüber der Aluminiumlösung etwas kleiner und der Frameabstand größer ist (wobei letzteres einen kleineren Einfluß hat), kann die Verbesserung des TL durch die Anregungs-Gleichung (3.16) von Josse und Lamure in Bezug auf Stringer- und Frameabstand vernachlässigt werden. Trotzdem wird die kritische Frequenz der Hautfelder wegen ihrer geänderten Dimensionen verschoben. Zusätzlich wird die kritische Frequenz leicht nach oben verschoben, da sowohl das Flächengewicht, als auch die Biegesteifigkeit niedriger sind. Nach der Gleichung von Josse und Lamure (Gl. (3.16)) führt die erhöhte kritische Frequenz zu einer leichten Verbesserung des TL.

Die Wand der Rumpfstruktur ist dennoch nicht in der Lage, den äußeren Lärm (Etwa $140 dB$ an den Triebwerken) auf ein erträgliches Maß für die Passagiere (etwa $70 dB(A)$) zu reduzieren. Daher wird bei konventionellen Aluminiumrümpfen das

Tabelle 4.3: Rumpf-Designs, bei denen die Gewichtsersparnis aus dem Einsatz von CFK anstelle von Aluminium ($150\text{kg}/10\text{m}$) genutzt wurde, um den Spantabstand (GGD1) bzw. die Hautdicke (GGD2) zu erhöhen. [Kra05]

	GGD1	GGD2
Rumpfgewicht m [$\text{kg}/10\text{m}$]	602	602
Hautdicke t [mm]	1, 10	2, 35
Spantabstand L [mm]	1225	425
Stringerabstand $b = b_{\text{Haut}} + h_{\text{Str}}$ [mm]	84, 70	108, 94
Spannungsniveau in der Haut [MPa]	108, 68	126, 23
Kritische Frequenz f_c [Hz]	10294	4911

Doppelwandprinzip verwendet. Die Doppelwand besteht aus der äußeren Rumpfstruktur und inneren Panels, was den TL besonders im hochfrequenten Bereich verbessert. Dieser Effekt ist in Kapitel 3.7 beschrieben. Zwischen den beiden Wänden werden Glasfaser-Isolationsmatten angebracht, welche den TL durch Absorption weiter erhöhen. Diese Matten erhöhen abhängig von ihrem frequenzabhängigen Absorptionskoeffizienten den TL nach [Ber88] um etwa $0,1 \dots 0,5 \text{ dB}$ pro mm Dicke. Die im nächsten Kapitel diskutierten gleichgewichtigen Designs haben einen besseren TL als das Aluminiumdesign. Daher wird für den gleichen akustischen Komfort weniger Isolationsmaterial benötigt und damit Gewicht gespart. Trotz allem kann bei diesen Designs auf die inneren Paneele und die Isolationsmatten nicht verzichtet werden.

Betrachtungen zum Design-Fenster aus Abb. 4.3: Das Gewichtseinsparpotential durch den Einsatz von CFK anstelle von Aluminium kann, bedingt durch die verschiedenen mechanischen und akustischen Eigenschaften auf verschiedene Art und Weise genutzt werden. Da es unmöglich ist, ein bestes Design zu bestimmen (jeder Rumpf mit unterschiedlichen Dimensionen hat unterschiedliche Resonanzfrequenzen), werden im folgenden zwei Designs mit gleichem Gewicht (**GleichesGewichtDesign 1/2**, GGD1/2, Tabelle 4.3) entsprechend dem Design-Fenster in Abbildung 4.3, mit der Aluminium-Referenz verglichen:

- GGD1: Hier wird die gesamte Gewichteinsparung genutzt um den Spantabstand zu erhöhen. Infolgedessen wird auch der Stringerabstand vergrößert.
- GGD2: Hier wird die gesamte Gewichteinsparung genutzt um die Hautdicke zu erhöhen. Infolgedessen wird auch der Stringerabstand vergrößert.

Zunächst werden die akustischen Eigenschaften der GGD's und des Aluminium-Referenzdesigns verglichen:

- GGD1: Wird die gesamte Gewichteinsparung in eine Vergrößerung des Spantabstands gesteckt, wird ein Spantabstand von 1225 mm erreicht² (Abbildung 4.3).

²Da das Gewicht der Spanten in dieser Betrachtung nicht berücksichtigt wird, ist GGD1 noch etwas leichter, da weniger Spanten gebraucht werden.

Für diesen Spantabstand ergibt sich ein Stringerabstand von 84,70mm. Unterhalb der kritischen Frequenz wird der TL nach der Gleichung von Josse und Lamure (Gl. (3.16)) um 1,5 dB verbessert. Da sich das Flächengewicht des CFK/Epoxi-Designs nicht erhöht, bleibt der TL-Verlust von 4,8 dB im Vergleich zum Aluminium Design erhalten. Ebenso ändert sich die kritische Frequenz nicht.

- GGD2: Die Vergrößerung der Hautdicke ist verantwortlich für das erhöhte Flächengewicht von $4,24 \text{ kg/m}^2$. Die TL-Verbesserung gegenüber dem Aluminiumdesign fällt nun positiv aus mit 1,76 dB. Der Spantabstand wurde gegenüber dem Aluminiumdesign nicht verändert, wohl aber der Stringerabstand, welcher auf 108,94 mm erhöht wurde, was nach der Gleichung von Josse und Lamure (Gl. (3.16)) den TL um 1,9 dB erhöht. Durch die Erhöhung von Flächengewicht und Biegesteifigkeit wird die kritische Frequenz merklich auf 4911 Hz abgesenkt. Diese Frequenz liegt in einer empfindlicheren Region des hörbaren Frequenzbereiches. Bei dieser Lösung muß darauf geachtet werden, daß die kritische Frequenz nicht mit einer Schallquelle übereinstimmt.

Anschließend werden die mechanischen Eigenschaften der GGD's und der leichtesten Aluminium-Lösung vergleichend diskutiert:

- GGD1: Der vergrößerte Spantabstand führt zu schwereren Stringern, um die Stabilität zu erhalten. Da dadurch die Querschnittsfläche des Rumpfes erhöht wird, sinkt das Spannungsniveau in der Haut von GGD1 von 150 MPa auf 109 MPa^3 . Durch dieses niedrige Spannungsniveau wird die Schadenstoleranz verbessert. Da bei GGD1 der Stringerabstand auch vergrößert wird, führt dies zu einer geringeren Anzahl von Bauteilen, welches wiederum günstigen Einfluß auf die Produktionskosten hat. Zudem wird die Zugänglichkeit der Haut verbessert und die Wahrscheinlichkeit, daß Stringer oder Spanten in einem beschädigten Bereich liegen, nimmt ab. Dies senkt die Wartungskosten.
- GGD2: Die vergrößerte Hautdicke verbessert die Impact-Festigkeit/Toleranz. Da Impactschäden, anstelle von Ermüdung bei Aluminium, ein entscheidender Parameter bei der Bestimmung der Wartungsintervalle von CFK-Rumpfstrukturen sind, können die Wartungskosten reduziert werden. Die dickere Haut erlaubt größere Stringerabstände und damit eine geringere Anzahl von Stringern, was die Produktionskosten positiv beeinflusst. Zudem wird dadurch die Zugänglichkeit der Haut verbessert und die Wahrscheinlichkeit, daß viele Stringer in einem beschädigten Bereich liegen nimmt ab. Dies senkt noch einmal die Wartungskosten.

Aus dieser Diskussion kann das Fazit gezogen werden, daß ein optimales integriertes Rumpfdesign eine Kombination aus GGD1 und GGD2 sein wird, abhängig davon, wie die physikalischen und mechanischen Eigenschaften gewichtet werden.

³Dieses Spannungsniveau tritt nur an den höchstbelasteten Stellen des Rumpfquerschnittes auf

4.1.3 Sandwich-Schalen

Die grundlegenden Einflußfaktoren auf den TL bei Sandwichschalen wurde ausführlich in Kapitel 3.8.3 behandelt.

Es können nach [Lan75] zwei Sandwichdesign-Strategien für eine optimale Integration von Mechanik und Schalldämmung verfolgt werden:

Die erste Möglichkeit ist, die Koinzidenzfrequenz so hoch wie möglich zu gestalten, was zur Folge hat, daß der TL dem Masse-Gesetz möglichst lange (d.h. bis in hohe Frequenzen) folgt. Um eine hohe Koinzidenzfrequenz zu erhalten, empfiehlt es sich, einen Kern mit möglichst niedrigem Schubmodul zu verwenden. Die Folge aus diesem niedrigen Schubmodul ist eine Dilatations-Resonanz-Frequenz. Folgt man dieser Möglichkeit, ist es wünschenswert, die Dilatations-Frequenz ebenso so hoch wie möglich zu erzeugen. (Möglichst auch oberhalb des Sprach-Frequenzbereichs.) Smolenski und Krokosky [Smo73] haben theoretische Design-Regeln gefunden, mit denen die Dilatationsfrequenz erhöht werden kann:

- Erhöhung der Querkontraktionszahl des Kernmaterials (bis sie den Wert 0,5 erreicht). Mit dem Anheben der Querkontraktionszahl wird die Dilatationsfrequenz auch erhöht, während die Biege-Eigenmoden des Sandwiches (nicht die Koinzidenzfrequenz) unverändert bleiben. Wenn die Querkontraktionszahl den Wert 0,5 erreicht, wird der Kompressionsmodul $K = E_c/3(1 - 2\nu_c)$ unendlich, was bedeutet, daß der Kern inkompressibel ist und damit auch die Dilatationsfrequenz unendlich wird.
- Die Dilatations-Antwort einer gegebenen Platte mit fester Kern-Kompressibilität ist stark abhängig von der Kerndicke. Ein dünnerer Kern führt zu einer erhöhten Dilatationsfrequenz. Wieder bleiben die Biegeeigenformen nahezu unverändert.
- Die Größe der Sandwichplatte beeinflusst sowohl die Dilatationsfrequenz als auch die Biegeeigenformen. Mit steigender Plattengröße steigt die Dilatationsfrequenz und sinkt die Biege-Frequenz. Ab einer bestimmten Plattengröße wird zum einen die Dilatationsfrequenz unbedeutend und zum anderen die Biegefrequenzen unabhängig von der Plattengröße. Daher haben große Platten bessere TL-Eigenschaften als kleine. Daher sollte ein Sandwich-Rumpf ohne Versteifungen einen besseren TL haben als eine Rumpf mit versteiften Schalen.

Die zweite Möglichkeit ist, ein Kernmaterial mit einem hohen Schubmodul zu wählen, so daß sich der Kern wie ein inkompressibles Material verhält. Auf diesem Weg kann das Auftreten der Dilatationsfrequenz auch verhindert werden. Der hohe Schubmodul des Kerns macht das Sandwich strukturell effizient. Der große Nachteil dieser Möglichkeit ist, daß die Koinzidenzfrequenz relativ niedrig sein wird.

Welche dieser beiden Möglichkeiten die besten Ergebnisse ergibt, hängt von der Lärmquelle und den strukturellen Anforderungen an die Sandwichplatte ab. Trotzdem hat eine Sandwichbauweise ein großes Potential, hohe strukturelle Effizienz mit guten akustischen Eigenschaften zu kombinieren.

Ein weiterer interessanter Aspekt eines Sandwichkonzeptes besteht in der Möglichkeit, die thermische Isolation in der Rumpfstruktur zu integrieren. Die thermische Isolation einer Rumpfhaut hängt von der Wärmeleitung durch die Haut ab. Die Wärmedämmung der Rumpfhaut kann durch Erhöhung der Dicke der Haut und durch die Wahl eines Kernmaterials mit schlechter Wärmeleitung verbessert werden. Die Dicke einer Sandwichhaut ist prinzipbedingt immer größer als die Dicke einer versteiften Haut. Materialien mit niedriger Wärmeleitfähigkeit, die die strukturellen Anforderungen erfüllen, sind z.B. Schäume ([Ash92]). Auch ist die Wärmeleitung von Faserverbund-Materialien niedriger als die von Aluminium. (Siehe auch Kapitel 2.3.2.) Daher kann ein Faserverbund-Sandwichrumpf ein erfolgreiches Beispiel für einen multidisziplinären Entwurf sein.

4.1.4 Viskoelastische Schichten

Beukers faßt in [Beu05a] den Einfluß von visko-elastischen Schichten zusammen:

In den bisher betrachteten Theorien über den TL von unendlichen, flexiblen, unversteiften Platten hing der strukturelle Dämpfungsfaktor nur von den Koinzidenzfrequenzen ab [Fah89]. Für versteifte Platten kamen mehr Resonanzfrequenzen (stehende Wellen) hinzu (Siehe Kapitel 3.8.2). Da der strukturelle Verlustfaktor als Dämpfungskonstante angenommen werden kann, ist zu erwarten, daß bei diesen Resonanzfrequenzen der strukturelle Verlustfaktor ebenfalls wichtig wird. Ausgehend von der überschlägigen Anregungsgleichung von Josse und Lamure (Gleichung (3.16)) für eine endliche versteifte Platte sieht man, daß der Verlustfaktor tatsächlich eine wichtige Rolle über den gesamten Frequenzbereich spielt. Ein Anstieg des strukturellen Verlustfaktors η führt etwa zu einem TL-Anstieg von:

$$\Delta TL \approx 10 \log_{10} \left(\frac{\eta_{neu}}{\eta_{alt}} \right). \quad (4.13)$$

Eine Möglichkeit den strukturellen Verlustfaktor zu erhöhen ist, eine visko-elastische Schicht mit einem hohen Verlustfaktor in die Rumpfhaut zu integrieren. Wie in Abbildung 4.7 zu erkennen ist, ist der Verlustfaktor für viskoelastische Materialien stark frequenz- und temperaturabhängig. Das Hook'sche Gesetz ist dabei nicht mehr gültig. Entsprechend [Cre88] tritt anstelle des Hook'schen Gesetzes ein visko-elastisches Modell:

$$\sigma = E(\varepsilon + v(d\varepsilon/dt)), \quad (4.14)$$

wobei v frequenzabhängig ist. Setzt man nun für eine schwingende Platte $\varepsilon = \varepsilon e^{i\omega t}$ in das viskose Modell ein, erhält man folgende Gleichung:

$$\sigma = E(1 + i\omega v)\varepsilon e^{i\omega t}. \quad (4.15)$$

Definiert man nun $E^* = E(1 + i\beta)$, mit dem Verlustfaktor $\beta = i\omega v$ des viskoelastischen Materials, so ist die übliche Beschreibung des „Komplexen Elastizitätsmoduls“ hergeleitet. Der Realteil von E^* stimmt mit dem elastischen E-Modul überein. Der Imaginärteil ist für die Dämpfung verantwortlich. E und β sind frequenz-

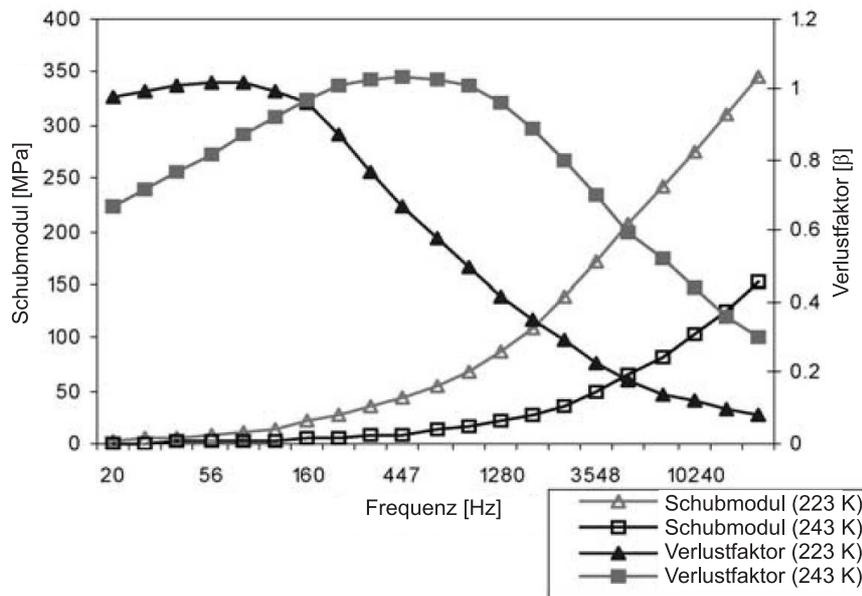


Abbildung 4.7: Dämpfungseigenschaften von 3M ISD-830 bei 223 K und 243 K. [Cre88]

und temperaturabhängige Materialparameter für visko-elastisches Material. Für elastische Materialien wie Aluminium ist β mit $0,01 \dots 0,001$ sehr klein und mehr oder weniger über den gesamten Frequenzbereich konstant. Somit kann der imaginäre Teil vernachlässigt werden, übrig bleibt das Hook'sche Gesetz. Für visko-elastische Materialien hingegen liegt β im Bereich von $0,1 \dots 1$.

Flugzeuge operieren in einem großen Temperaturbereich (von 70°C am Boden bis zu -50°C in Reiseflughöhe). Da der Hauptteil eines Fluges der Reiseflug ist, ist es sinnvoll, ein visko-elastisches Material für den entsprechenden Temperaturbereich (-50°) zu wählen.

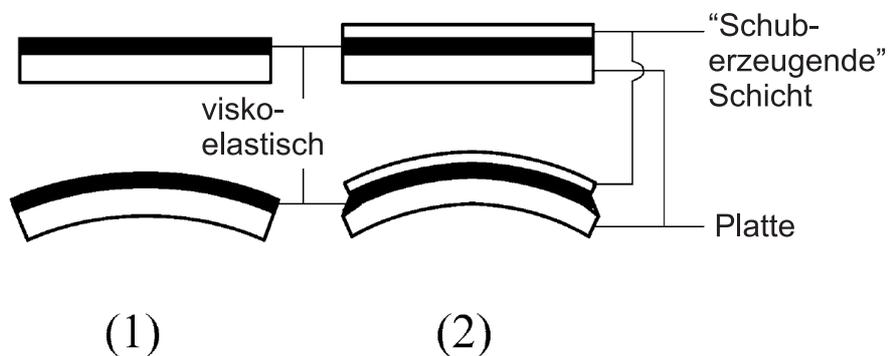


Abbildung 4.8: Zwei Möglichkeiten eine visko-elastische Schicht zu verformen: (1) Zug-/Druckverformung; (2) Schubverformung [Beu05a]

Wenn eine Platte mit einer visko-elastischen Lage schwingt, wird diese Lage zyklisch verformt und ein Teil der Schwingungsenergie in Wärme umgewandelt. Eine visko-elastische Lage wird im Bereich der Resonanzfrequenzen besonders effektiv, da dort entsprechend große Verformungen auftreten. Es gibt zwei Möglichkeiten, visko-elastische Schichten zu verformen (Abbildung 4.8):

- (1) Zug/Druck
- (2) Schub

Cremer ([Cre88]) kommt zu dem Schluß, daß eine schubbelastete visko-elastische Lage gegenüber einer Zugbelasteten effektiver ist. (Bei gleichem Flächengewicht einer Platte sind höhere Verlustfaktoren möglich.)

Derby und Ruzicka [Der69] zeigen eine Methode auf, um den strukturellen Verlustfaktor und die kritische Frequenz einer Platte mit einer schubbelasteten visko-elastischen Schicht zu bestimmen. Sie fanden heraus, daß es am effektivsten ist, wenn die visko-elastische Schicht in der Mitte der Platte angeordnet wird. Demmenie [Dem94] fand heraus, daß die TL-Verbesserung durch eine dicke visko-elastische Schicht praktisch die gleiche ist, als wenn man mehrere dünne visko-elastische Schichten mit gleicher Gesamtdicke verwendet. Er kam auch zu dem Schluß, daß viele dünne visko-elastische Lagen effektiver sind als eine dicke Lage. (Größere dB Verminderung pro hinzugefügter Masse.)

Für optimale akustische Eigenschaften soll der Schubmodul für niedrige Frequenzen klein sein und mit steigender Frequenz ansteigen. (Wie es der Fall bei visko-elastischen Materialein ist, siehe Abbildung 4.7.) Der niedrige Schubmodul für kleine Frequenzen hat Folgen für die strukturelle Effizienz (reduzierte Stabilität⁴) des Rumpfes. Daher kann zwischen zwei Strategien gewählt werden, wenn viskoelastische Lagen eingesetzt werden sollen:

- (1) Auswahl eines visko-elastischen Materials für optimalen Lärmschutz, was zur Folge hat, daß die strukturelle Effizienz abnimmt, oder
- (2) Auswahl eines visko-elastischen Materials, mit einem so geringen elastischen Schubmodul, der für eine hohe strukturelle Effizienz noch groß genug ist. Dies hat zur Folge, daß der Lärmschutz bei niedrigen Frequenzen nicht verbessert wird.

Die Abbildung 4.9 stellt beispielsweise die TL-Verbesserung ($= \Delta TL$) nach Gleichung (4.13)⁵ durch Einfügen einer Schubbelasteten viskoelastischen Lage in das Aluminium-Referenzdesign dar, was zu einem Rumpf mit einem $(0,64/0,25/0,64)$

⁴Die Stabilität hängt von der Biegesteifigkeit der Platte ab, welche wiederum unter anderem von dem Schubmodul der visko-elastischen Schicht abhängt. Die Biegesteifigkeit nimmt für niedrige Schubmodule ab. Da der Schubmodul eines visko-elastischen Materials frequenzabhängig ist, wird die Biegesteifigkeit und damit auch die Stabilität frequenzabhängig.

⁵Gleichung (4.13) ist aus der vereinfachten Gleichung (3.16) abgeleitet. Daher stimmt die ΔTL nicht über den ganzen Frequenzbereich mit der Realität überein. Bei Frequenzen an denen keine Resonanz auftritt, ist ΔTL , verursacht durch das Elastomer, niedriger.

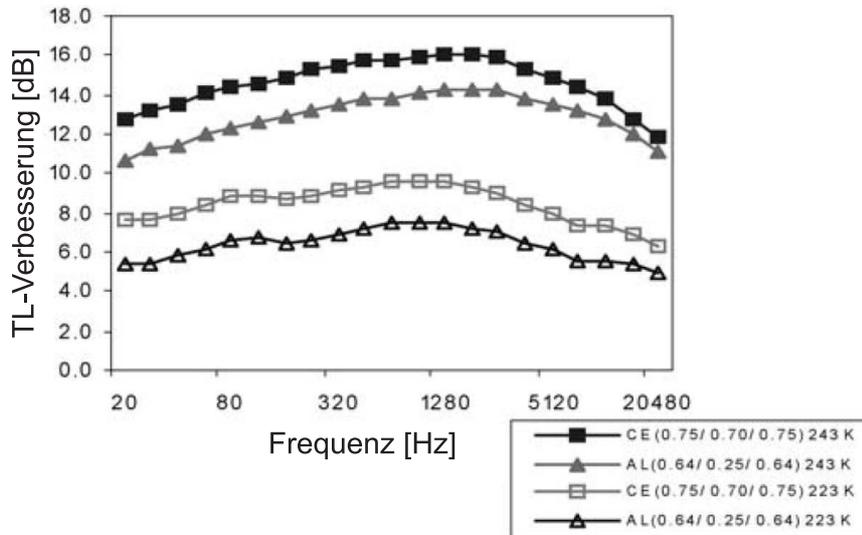


Abbildung 4.9: Die durch Hinzufügen einer visko-elastischen Lage (3M ISD-830) hervorgerufene TL-Verbesserung nach Gleichung (4.13) in einem Panel bei 223 K und 243 K im Vergleich mit dem Aluminium-Referenzfall mit einem strukturellen Verlustfaktor von $\eta = 0,01$. Die dargestellten Panels sind (GGD 3):

- Aluminium (Al) Panel, 1,28 mm dick mit einer 0,25 mm 3M ISD 830 Lage in der Mitte
- Carbon-Epoxi (CE) Panel 1,5 mm dick mit einer 0,7 mm 3M ISD 830 Lage in der Mitte ([Beu05a])

Hautlagenaufbau führt. (Der Hautlagenaufbau (0,64/0,25/0,64) bedeutet, daß eine 0,25 mm dicke visko-elastische Lage zwischen zwei 0,64 mm dicken, in diesem Fall Aluminium, Hautlagen eingebettet ist.)

Anmerkung: Aufgrund des Stabilitätskriteriums muß der Stringer- und Spantabstand verringert werden.

Ebenso ist in den Abbildungen die TL-Verbesserung für einen CFK-Rumpf mit einem (0,78/0,70/0,75) Hautlagenaufbau dargestellt. Der Spantabstand ist so gewählt, daß das Gewicht des CFK-Rumpfes mit viskoelastischer Lage dem des Aluminium-Referenzdesigns entspricht. Daher wird dieses Design „Gleiches Gewicht Design 3“ (GGD3) genannt. Die Details des Aluminium-Referenzdesigns, des Rumpfes aus Aluminium mit viskoelastischer Lage und des GGD3 sind in Tabelle 4.4 beschrieben.

Die TL-Verbesserung ist in Abbildung 4.9 für zwei Temperaturen dargestellt (bei -30°C (243 K) und -50°C (223 K)), um einen Eindruck der Temperaturabhängigkeit zu bekommen. Das verwendete viskoelastische Material ist 3M ISD-830 [Cre88], dessen Eigenschaften für die Schalldämmung (Strategie (1)) bei -30°C (242 K) optimal sind.

Tabelle 4.4: Details des Aluminium-Referenz-Designs (Alref), Aluminium-Referenz-Designs mit einer $0,25\text{ mm}$ dicken viskoelastischen Lage (Al+visko) und des CFK mit viskoelastischer Lage Designs mit gleichem Gewicht (GGD3). Das verwendete viskoelastische Material ist 3M ISD-830. [Beu05a]

	Alref	Al+visko	GGD3 ⁶
Rumpfgewicht m [$kg/10\text{ m}$]	602	647	602
Hautdicke t [mm]	1,28	0,64/0,25/0,64	0,75/0,70/0,75
Spantabstand L [mm]	425	325	375
Strinterabstand $b = b_{Haut} + h_{Str}$ [mm]	64,55	40,15	31,10
Spannungsniveau in der Haut [MPa]	150	200	139,89
Kritische Frequenz f_c [Hz]	9333	8977	9719

⁶ Ein $(0,55/1,35/0,55)$ Hautlagenaufbau wäre für GGD3 logischer: Leichtestes CFK Design mit einer viskoelastischen Lage, mit der das Gewicht dem der leichtesten AL-Lösung entspricht. In diesem Fall könnten die äußeren Lagen jedoch nicht die Randbedingungen schaffen, um die viskoelastische Lage mit Schub zu belasten. Daher wurde $(0,75/0,70/0,75)$ für GGD3 ausgewählt.

Die TL -Verbesserung von GGD3 durch den Einsatz einer viskoelastischen Lage nach Gleichung (4.13) liegt im Bereich von 12 dB bis 16 dB bei -30°C . Bei Reiseflugbedingungen (-50°C) geht der Bereich von 6 dB bis 10 dB (siehe Abbildung 4.9).

Da das Flächengewicht der Haut das selbe ist wie bei der leichtesten Aluminium-Lösung, hat die Masse keinen Einfluß auf den TL .

Der Stringer- und Spantabstand sind kleiner, was nach Gleichung (4.9) zu einem Absinken des TL um $2,9\text{ dB}$ führt.

Die kritische Frequenz bleibt im gleichen Bereich wie die der leichtesten Aluminium-Lösung, da die Biegesteifigkeit im gleichen Maßen durch das Einfügen der viskoelastischen Lage verringert wird, wie sie durch die größere Dicke vergrößert wird.

Es sei angemerkt, daß diese große TL -Verbesserung nur in Resonanzfrequenzbereichen auftritt und temperaturabhängig ist.

Die vergrößerte Hautdicke von GGD3 wird die Wartungskosten genauso wie bei GGD2 senken, wie in Kapitel 4.1.2 diskutiert wurde. Demgegenüber steht allerdings ein Anstieg der Herstellungs- und Wartungskosten durch die gestiegene Zahl von Stringern und Spanten.

Die Wärmeleitung von Elastomeren ist nach [Ash92] generell niedrig. Daher wird der Einsatz einer Elastomer-Lage die thermische Isolation verbessern.

4.2 Prinzipielle zusätzliche passive Maßnahmen zur Lärmreduktion

Grundsätzlich lassen sich neben den in Kapitel 4.1.2 bis 4.1.4 diskutierten in die Struktur integrierten Maßnahmen zur Lärmreduktion (ohne großes zusätzliches Gewicht) zusätzliche aktive und passive Maßnahmen unterscheiden, für welche zusätzliche Einbauten notwendig sind.

Bezüglich des Übertragungspfades Außenlärm - Innenlärm sind Maßnahmen zur Beeinflussung der strukturellen Rumpfschwingungen sowie der akustischen Innenraumschwingungen zu unterscheiden.

Bezüglich der Rumpfschwingungen sind insbesondere solche relevant, die infolge Frequenzinhalte und Schwingungsformen sich besonders gut mit Innenraumschwingungen koppeln. Wie in der „klassischen“ Strukturmechanik auch sind solche Kopplungen durch entsprechende Verstimmungen / Frequenzverschiebungen zu vermeiden, oder zumindest die Schwingungsamplituden zu reduzieren. Hierzu zählen auf Seiten der Struktur Dämpfungs- und Tilgungsmaßnahmen aus der Strukturmechanik.

Maßnahmen bezüglich der Innenraumluftschwingungen zielen auf Energievernichtung durch akustische Absorber (Helmholtzresonatoren) im tieffrequenten Bereich, bzw. durch Schäume im höherfrequenten Bereich, und spezielle Maßnahmen wie Erzeugung eines Doppelwandeffektes z.B. durch die Innenverkleidung ab.

Im folgenden werden die Maßnahmen etwas ausführlicher diskutiert, wobei insbesondere ihr Einfluß auf verschiedene Entwurfskonzepte bzw. ihre Integrierbarkeit berücksichtigt werden.

Eine Übersicht über passive Maßnahmen, gibt die Tabelle 4.5.

4.2.1 Schwingungsreduktion der Rumpfstruktur

Wie im Folgenden beschrieben können Schwingungsreduktionen der Rumpfstruktur mit dem Ziel der Lärmreduktion durch verschiedene Maßnahmen erreicht werden.

Der Einsatz von viskoelastischen Materialien als Dämpfungsschicht wurde bereits in Kapitel 4.1.4 ausführlich behandelt.

Piezokeramische Dämpfung

Piezokeramische Werkstoffe können Dämpfung dadurch erzeugen, daß die in diese induzierte dynamische Dehnung in elektrische Spannung umgewandelt und über einen Stromkreis abgeleitet und in Wärme umgewandelt wird (siehe Bild 4.10) [Loc01]. Besteht dieser Stromkreis aus einem elektrischen Schwingkreis, kann die Wirkung

Tabelle 4.5: Maßnahmen für passive Lärmreduktion

Typ	typische Reduktion	Bemerkungen
Versteifungen	○	lokal, sonst Massenproblem
Dämpfungsschichten (z.B. viskoelastisch)	— ... ○	vor allem bei höheren Geschwindigkeiten, temperaturabhängig, relativ schwer
Absorptionsschichten	○ ... +	z.B. Schaumstoff (offenporig), Glaswolle ($\rho \approx 10 \text{ kg/m}^3$), wegen meist nur geringer Schichtdicke vor allem für höhere Frequenzen, gleichzeitig Wärmeisolation
Trim panels	○ ... +	geschickte Kombination mit Thermalverkleidung
Isolated Shell	○	bisher bei kleinen Kabinen
Helmholtz-Resonator	○ ... +	wirkt nur bei einzelnen diskreten Frequenzen
Dynamische Absorber (Struktur) / tuned dampers	— ... +	schmalbandig, insges. geringe Masse
akustische Doppelwand	+	Die Wände müssen voneinander entkoppelt sein

— $\approx 0 - 4 \text{ dB}$ ○ $\approx 5 - 7 \text{ dB}$ + $> 7 \text{ dB}$

für ein schmaleres Frequenzband maximiert werden, während bei einer reinen Widerstandsschaltung eine breitbandige Wirkung auf niedrigerem Niveau eintritt, siehe Bild 4.11.

Bezüglich der örtlichen Positionierung gilt ähnliches wie für die viskoelastischen Schichten, d.h. es sind die Bereiche hoher dynamischer Dehnungsenergien auszuwählen, d.h. deren Lage und Anzahl ist zu optimieren. Als hier relevante Eigenschaften auch im Vergleich zu den viskoelastischen Schichten ist zu nennen:

- infolge höheren E-Moduls (etwa $50 - 80 \text{ GPa}$, also ähnlich Al) inhärent höhere Dehnungsenergie
- relativ geringe Temperaturabhängigkeit
- Potentiell zur Nutzung in Mehrfachfunktionen, also insbesondere auch zum health monitoring und als Steller für aktive Maßnahmen.
- allerdings schwerer als viskoelastische Schichten (spez. Dichte etwa 7 kg/dm^3 gegenüber etwa $1,2 - 1,5 \text{ kg/dm}^3$), d.h. auch aus diesem Aspekt Optimierung der Anzahl/Größe/Position erforderlich

Strukturintegration von Dämpfungs- und Piezoschichten

Da zumindest von ihrem Wirkprinzip her die physikalischen Anforderungen an die Integration viskoelastischer bzw. piezokeramischer Schichten ähnlich sind, werden diese gemeinsam diskutiert und dort, wo notwendig, differenziert. Bei einem Einfachschaler können die Schichten dort, wo die größten Dehnungen zu erwarten sind, aufgebracht

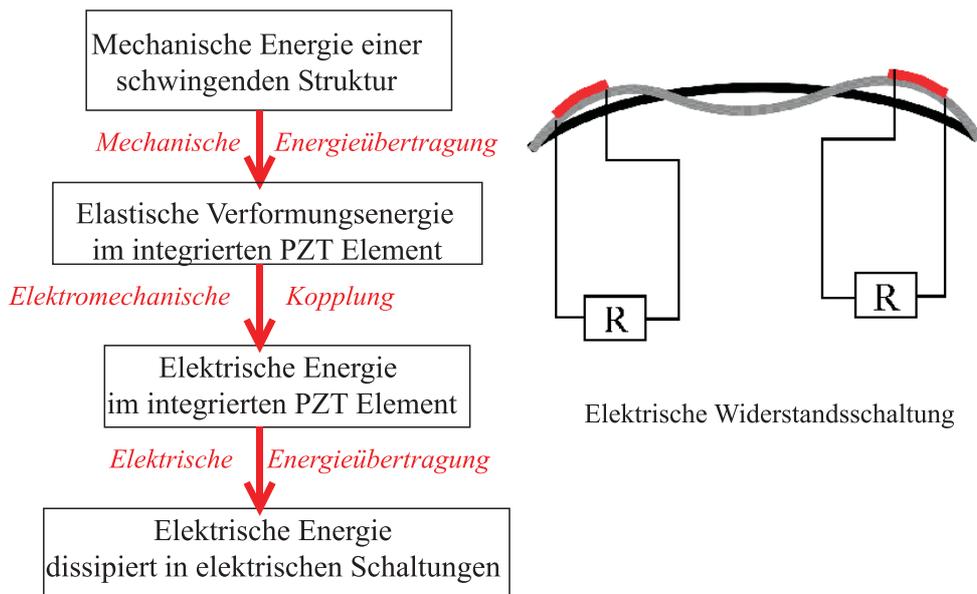
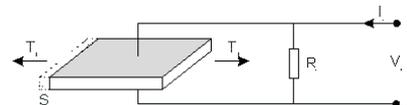


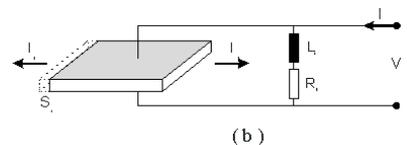
Abbildung 4.10: Grundsätze: Energiefluss [Loc01]

- Reine Widerstandsschaltung (R)



- Vergleichbar mit viskoelastischen Dämpfungssystemen
- Effektiv bei breitbandiger Anregung

- Widerstandsschaltung mit Induktivität (RL)

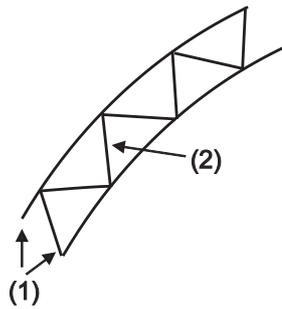


- Vergleichbar mit mechanischem Tilger (sehr effizient)
- Genaue Anpassung der Induktivität notwendig $\omega \simeq \frac{1}{\sqrt{L \cdot C_p}}$
- Effektiv bei schmalbandiger Anregung

Abbildung 4.11: Widerstandsschaltungen (nach [Hag91])

werden. Beim Doppelschaler kommen zunächst die Deckschichten in Frage, wobei deren jeweilige Außenseite hierfür zwar einfacher zu nutzen ist, aber eventuell optische und insbesondere auf der Strömungsseite aerodynamische Gründe dagegen sprechen (können). Bei der Innenseite der Deckschichten stellt sich je nach Bauweise die Frage der Integrierbarkeit und späteren Zugänglichkeit. Die Nutzung der Stege (Bild 4.12) führt zu Steifigkeitsverlusten bzw. bleibt infolge der relativ geringen Dehnungen relativ wirkungslos bezüglich Dämpfungserhöhung.

Ein interessantes Konzept zeigt Bild 4.13, bei dem sich die Dehnung in den Schichten durch Relativverformungen der aufgesetzten Stützelemente ergibt. Eine sinnvolle konstruktive Umsetzung hängt allerdings auch von der Art (Wellenzahl) der zu dämpfenden Schwingungsformen ab.



- an den Deckschichten:
 - außen: einfacher, aber Aerodynamik bzw. „Optik“
 - innen: Zugänglichkeit
- an (in?) den Stegen
 - geringe Wirkung bei globalen Moden (geringe Innendehnung)
 - Integration in Stege \Rightarrow „Entkopplung“

Abbildung 4.12: Integrationsmöglichkeiten

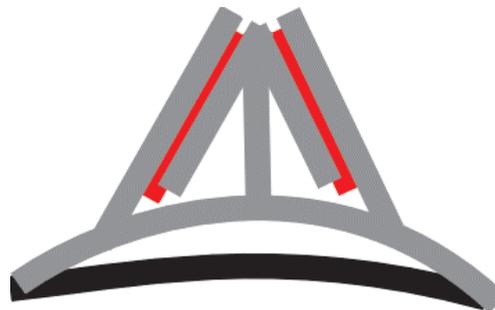


Abbildung 4.13: Vergrößerte Relativverformungen durch Stützelemente

Einen mittel- und längerfristig besonders interessanten Aspekt weisen gerade bezüglich Integrierbarkeit piezokeramische Fasern auf (Bild 4.14). Diese sind, wie erste Erfahrungen zeigen, praktisch ohne relevanten Verlust an Tragfähigkeit in das Strukturmaterial integrierbar und besitzen eine gute mechanische Ankopplung und Umwandlung in elektrische Energie. Dieses befindet sich zwar noch in der Phase grundlegender Untersuchungen (z.B. auch bezüglich zuverlässiger Anbringung von Elektroden), stellt aber insgesamt ein weiter zu verfolgendes Potential dar.

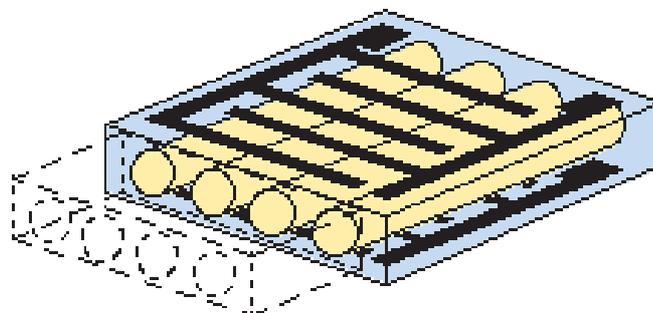


Abbildung 4.14: In den CFK-Werkstoff integrierte Piezo-Faser-Schichten [Loc01]

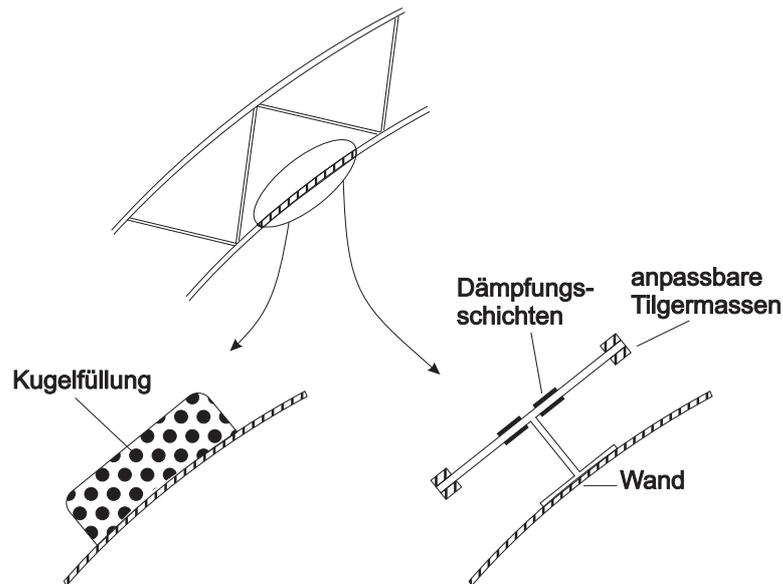


Abbildung 4.15: Schwingungstilger für Strukturschwingungen

Zusammenfassend kann man viskoelastische Schichten und Dämpfer mit Piezokeramik folgendermaßen bewerten:

- Aufgeklebte Piezokeramiken sind effektiver als aufgeklebte viskoelastische Materialien bezüglich der Massenerhöhung bei steifen Strukturen ([Hag91], [Cra87])
- Mit optimierten Konstruktionen kann die Energieübertragung bei diesen Dämpfungsmethoden deutlich erhöht werden, ohne die Struktureigenschaften wesentlich zu verändern
- Piezofaserlaminat mit integrierten Piezofasern weist eine höhere mechanische Energieübertragung und elektromechanische Kopplung auf als aufgeklebte Piezos

Schwingungstilger

Schwingungsabsorber oder -tilger arbeiten nach dem im Bild 4.15 dargestellten Prinzip: bei schmalbandiger Anregung bzw. schmalen Frequenzband zu reduzierender Schwingungen geraten infolge entsprechender Abstimmung die Tilger in Resonanz, entziehen der Grundstruktur dynamische Energie, die durch Dämpfung der Tilger vernichtet wird. Über erfolgreiche Anwendungen wird bei Propeller-Flugzeugen (z.B. bei der Do 328) berichtet, aber auch bei Turbokompressoren mit ausgeprägten Anregungsfrequenzen (z.B. DC 9) mit erreichten schmalbandigen Lärmreduktionen von bis zu 6 – 10 dB.

Die Integrationsfähigkeit dürfte sich nicht grundsätzlich schwierig gestalten. Als „add-on“-Maßnahme sollen sich die Tilger an Stellen hoher Schwingungsamplitude befinden.

den, ihre Masse beträgt dabei typischerweise 1 – 2% der mitschwingenden Gesamtmasse.

4.2.2 Doppelwand/Doppelrumpf (Isolated Shell)

Neben den oben genannten allgemeinen Maßnahmen bezüglich Rumpfschwingungen wird bei kleineren Flugzeugen über an einer Außenschale schwingungs isoliert aufgehängten Innenschale berichtet. Die Ergebnisse sind unzureichend dokumentiert. Doch scheinen sich breitbandige und signifikante Lärmreduktionen zu ergeben. Dies verlangt allerdings vollkommen geänderte Rumpfkonzeppte mit beachtlichem Abklärungsbedarf bezüglich anderer Kriterien und Anforderungen.

4.2.3 Akustische Dämpfer

Die akustische Energie des Innenlärms kann (zusätzlich) durch akustische Dämpfer reduziert werden. Dabei werden unterschieden (Bild 4.16)

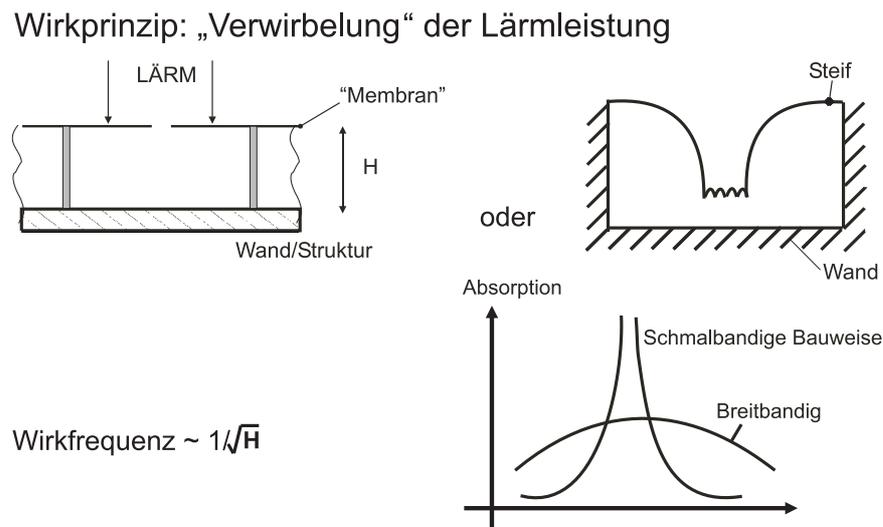


Abbildung 4.16: Akustische Absorber („Schallschlucker“)

- großvolumigere Helmholtzabsorber für den niederen Frequenzbereich (100 – 500 Hz)
- feinporige Schäume für den höheren Frequenzbereich.

Als Wirkprinzip solcher akustischer Absorber gilt, daß durch die Schallwellen des Innenraums die Luft in diesen Absorbern zu Schwingungen angeregt und durch Strömungsreibung in Wärme/Dämpfung umgewandelt wird. Somit sind diese Absorber in ihren eigenen Luftresonanzen denen der zu tilgenden Luftschwingungen anzupassen.

Dies wird durch entsprechende Absorbervolumina bzw. Bauhöhe erreicht, und beschränkt ihren Einsatz deshalb in der Regel auf den mittleren und höheren Frequenzbereich (ab ca. 500 Hz , Bauhöhen von unter 50 mm). Helmholtz-Absorber können schmalbandig mit höherer Wirkung (Lärmreduktion um 10 dB) oder breitbandiger mit geringer Wirkung ($5 - 7\text{ dB}$) ausgeführt werden. In den verschiedenen Anwendungen befinden sich Helmholtzabsorber und die höherfrequent wirkenden Absorberschäume meist zwischen Rumpfstrukturen und Innenverkleidung.

Wie aus Bild 4.17 ersichtlich, können Helmholtzabsorber in die Struktur integriert werden, indem

- diese in bereichsweisen Ausschnitten der Innenteils eingesetzt werden, dort wo festigkeits- und steifigkeitsmäßig dies akzeptiert werden kann
- einzelne Kammern einer Doppelwandkonstruktion über den gesamten Rumpf verteilt als Helmholtzabsorber ausgebildet werden.

In Bild 4.17 sind ganz oder teilweise in die Doppelwand integrierte Absorber skizziert. Somit bietet eine solche strukturelle Bauweise die Möglichkeit, akustische Absorber raum- und masseneffizient zu integrieren. Dabei ist allerdings der Innendruck (bzw. dessen sichere Aufrechterhaltung) der Passagierkabine zu beachten. Eine Möglichkeit hierfür wäre auch, Membran- oder Plattenabsorber zu benutzen, wie sie in Bild 4.18 skizziert sind und eine Druckisolation erlauben. Das Bild 4.18 zeigt auch einige Varianten, deren Wirkungsweise beziehungsweise Effektivität, Dichtigkeit und Vandalenfestigkeit gegenüber Undichtigkeit aber erst genauer untersucht werden müßte. Ein zu lösendes Problem ist, daß der Innendruck zwischen die Häute der Struktur gelangt. Dadurch entsteht eine Kraft von innen auf der Außenhaut, die diese von der Kernkonstruktion abzulösen droht.

Die Faltschichten könnten dieses Problem verringern wenn sie luftdicht ausgeführt werden. Dadurch würde kein ablösender Druck von innen auf die Außenhaut wirken.

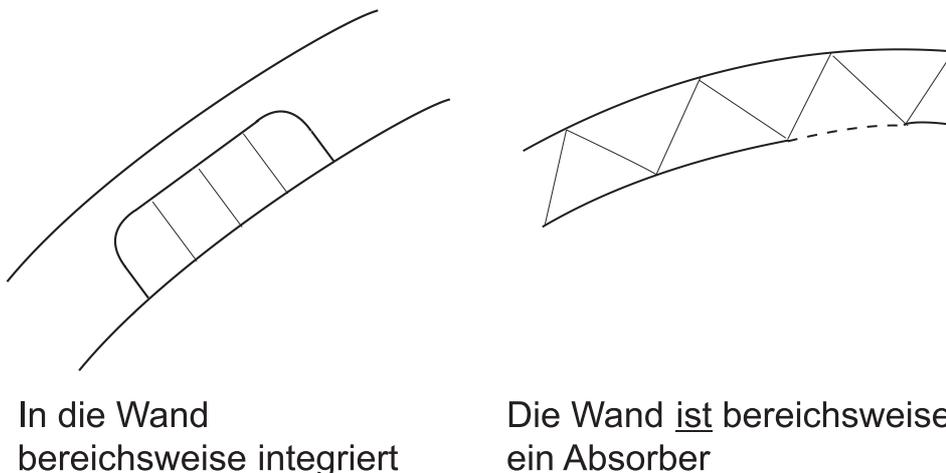


Abbildung 4.17: Integration akustischer Absorber (Doppelschale)

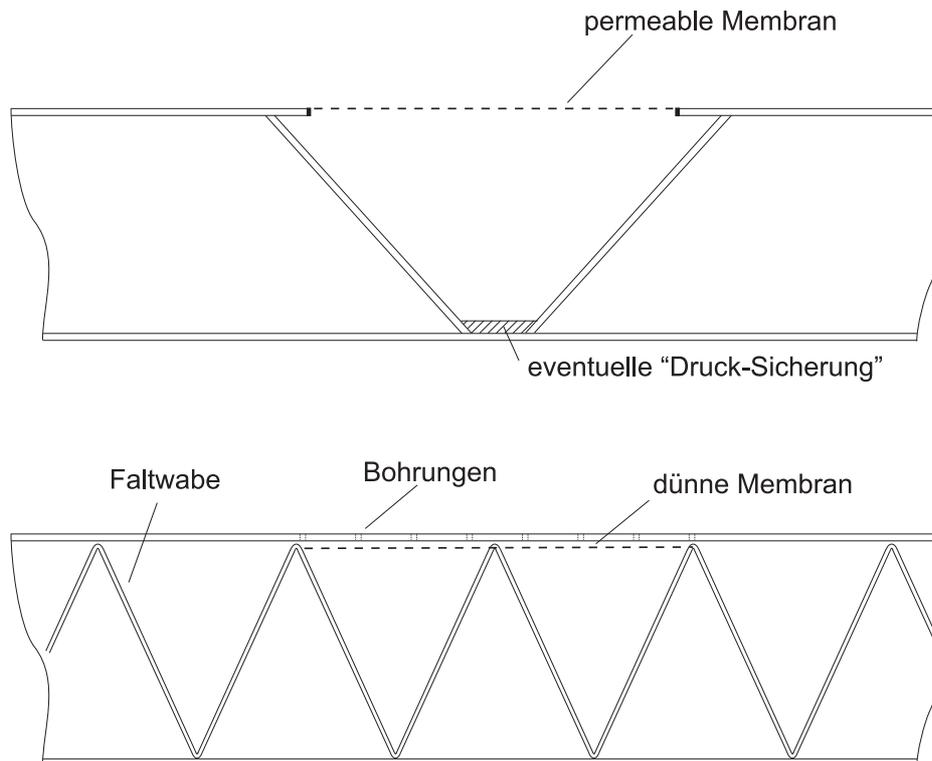


Abbildung 4.18: Mögliche Konzepte für rumpfintegrierte akustische Absorber

4.3 Prinzipielle zusätzliche aktive Maßnahmen zur Lärmreduktion

Bei den aktiven Maßnahmen werden durch in den Rumpf (oder auf der Rumpfinnenseite) integrierte Schwingungsaktoren und/oder durch angebrachte Lautsprecher mechanische und akustische Gegenschwingungen erzeugt, die überlagert mit dem ursprünglichen Lärm eine Lärmreduktion ergeben. Es sind also Aktoren (Piezosteller, Lautsprecher) sowie an geeigneten Stellen auch Sensoren sowie Regler und Verstärker zu integrieren. Dabei sind gerade bei breitbandigeren Anregungen z.B. durch Grenzschichtlärm noch eine Reihe von Problemen in der Regelung zu lösen.

Das Grundprinzip aktiver Maßnahmen ist in Bild 4.19 skizziert: über Meßdaten von Sensoren (Beschleunigungsmesser / Mikrophone) und Reglern werden Aktoren (entweder Mikroshaker für die Struktur und/oder Lautsprecher für die cavity), so angesteuert, daß durch die induzierten „Gegenschwingungen“ der Schalldurchgang von Außen nach Innen möglichst schlecht ist bzw. „Gegenlärm“ erzeugt wird. Während stationärer niederfrequenter Lärm dadurch reduziert werden kann, bestehen noch grundsätzlichere Signalverarbeitungs- und Regelungsprobleme bei höherfrequenten und instationärem/diffusem Lärm. Es zeigt sich auch, daß eine akustisch bewertete Beeinflussung von Strukturschwingungen zu räumlich globaleren Lärmreduktionen als bei Lautsprechern führt. Allerdings sind unerwünschte Sekundäreffekte wie Anregung höherfrequenter Schwingung (Ermüdungsproblematik) zu vermeiden.

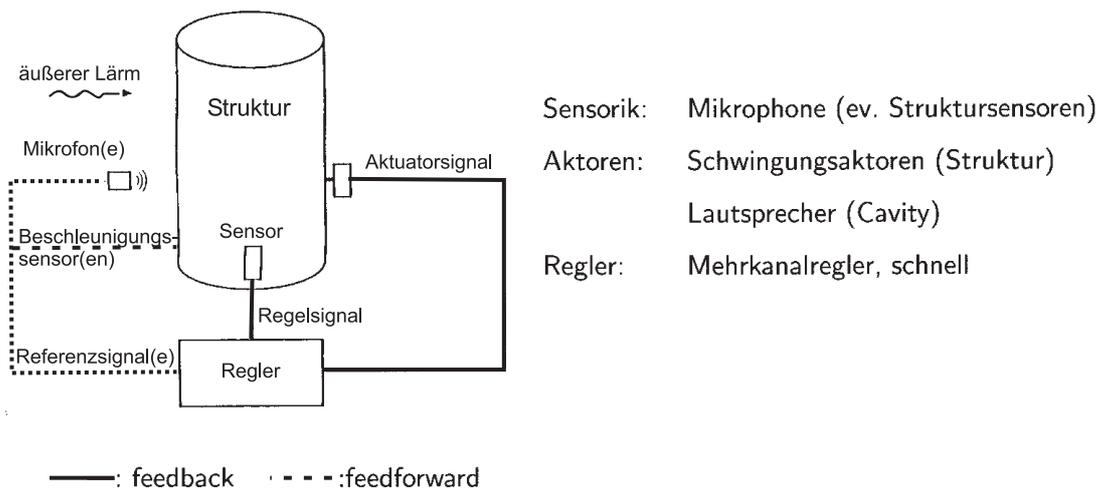


Abbildung 4.19: Grundprinzip aktiver Lärmkontrolle

Bezüglich der Integrationsfähigkeit sind also zu berücksichtigen:

- diejenigen der Sensoren
- diejenigen der Aktoren einschl. Verstärker / Elektronik.

Dabei ist je nach Typ insbesondere die Aktor-Integration zu beachten. Einige Möglichkeiten seitens Schwingungsaktoren werden aus Bild 4.20 deutlich, wobei integrierte Piezokeramiken sicherlich noch eine Reihe von FuE-Aktivitäten erfordern. Sie bieten aber insbesondere als Piezofasern zusätzliches Potential z.B. für ein health monitoring.

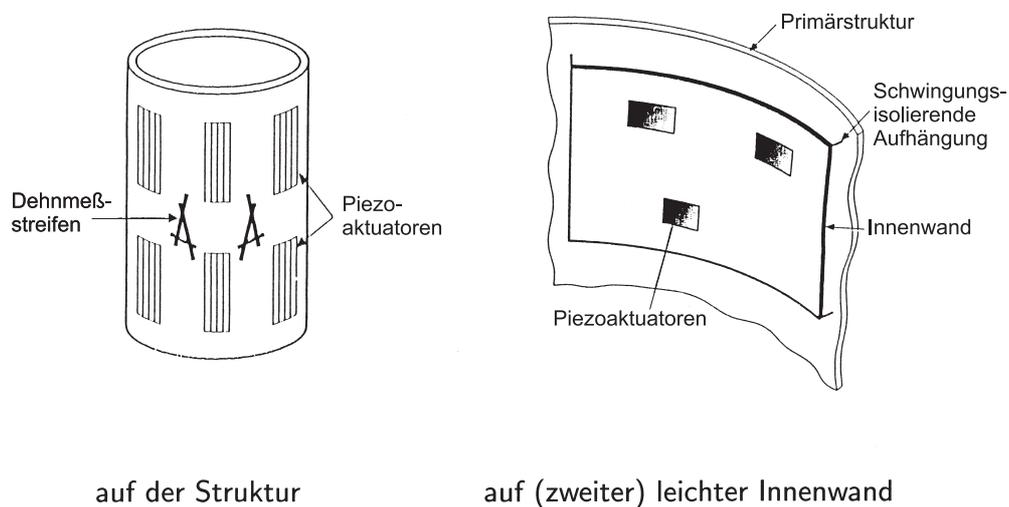


Abbildung 4.20: Mögliche Anordnung von Vibrations-Aktoren

4.4 Der akustisch angepaßte Rumpf

Aus den vorherigen Abschnitten ergibt sich eine Zielvorstellung für einen akustisch angepaßten Rumpf der folgende Eigenschaften aufweist: (Siehe Abb. 4.21)

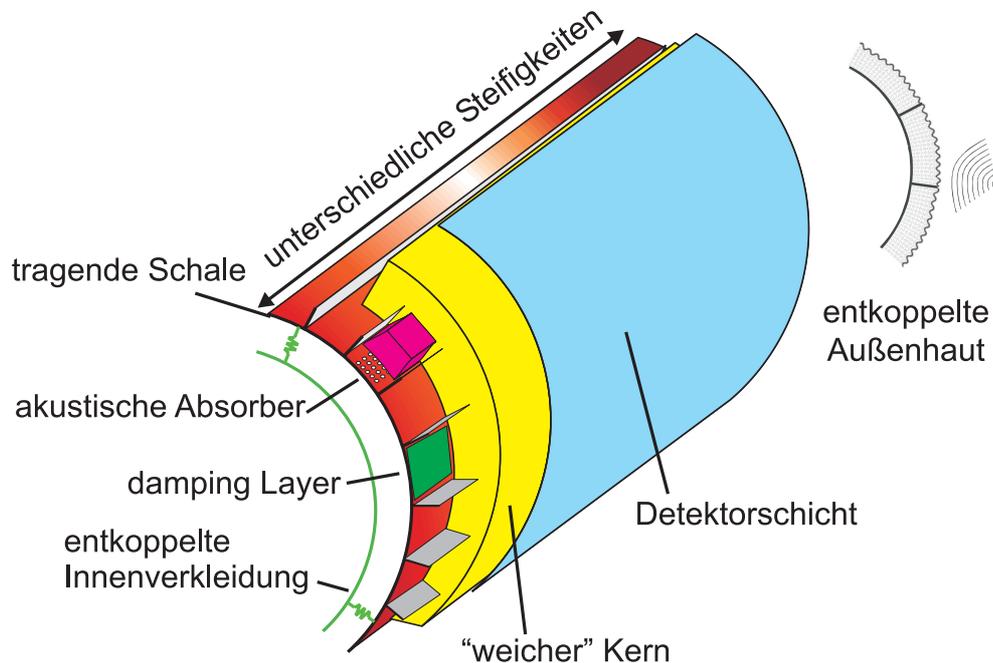


Abbildung 4.21: Charakteristika eines akustisch angepassten CFK-Rumpfes

- Durch einen in Rumpflängsrichtung inhomogenen Steifigkeits-/Lagenaufbau wird durch eine Entkopplung der Rumpfmomen von den Cavity-Moden der Effekt dieses Resonanzfalls verringert.
- In einen Doppelschalen lassen sich verschiedene Vibrationsdämpfungselemente und akustische Absorber integrieren.
- Bei einem Doppelschalen, der aus einer steifen/tragenden Innenwand besteht, sollte die Außenhaut hochfrequent entkoppelt angebracht sein. (D.h. „weich“ gelagert, so daß die Anregungen der Grenzschicht nicht auf die Innenwand übertragen werden. Die „weiche“ Lagerung der Außenhaut kann im niederfrequenten Bereich durch Dämpfung entkoppelnd wirken.
- Die entkoppelte Detektorschicht in Verbindung mit dem „weichen“ Kern dient als Impact-Schutz für die tragende Schale. Impactschäden erzeugen strukturell unbedeutende Schäden, die aber leicht visuell erkannt werden können.

5 Modellierungsverfahren

Zunächst wird ein Überblick über die Klassifizierung von gekoppelten Fluid-Struktur Problemen gegeben, um die Struktur-Akustik von ähnlichen Gebieten abzugrenzen.

Nach analytischen Verfahren werden numerische Diskretisierungsverfahren für die Struktur-Akustik Interaktionsanalysen im tiefen Frequenzbereich¹ vorgestellt:

- (1) die Methode der finiten Elemente (FEM)²
- (2) die Randelementmethode (BEM)³

In höheren Frequenzbereichen bietet sich die Statistische Energie-Methode (SEA)⁴ an, die nicht mehr die einzelnen Schwingungsformen, sondern die Energieinhalte größerer Bereiche des Modells betrachtet.

5.1 Klassifizierung gekoppelter Fluid-Struktur-Probleme

[Wil03] fasst die Unterschiede bei gekoppelten Fluid-Struktur-Systemen zwischen einseitiger und gegenseitiger Kopplung folgendermaßen zusammen: Das Verhältnis zwischen der effektiven Masse des Fluids und der effektiven Masse des Festkörpers und das Verhältnis zwischen Steifigkeit des Fluids (Kompressibilitätsmodul K_{Fluid}) und der Steifigkeit des Festkörpers können als Unterscheidungskriterium herangezogen werden. (Damit auch das Verhältnis der Eigenwerte von Fluidproblem und Strukturproblem, sowie das Verhältnis der Größenordnungen der Anregungen des einen Subsystems zu der Steifigkeit und Masse des anderen.)

Eine graphische Übersicht ist in Abbildung 5.1 dargestellt.

Bei **einseitiger Kopplung** ist das Untersystem mit der wesentlich kleineren Steifigkeit beziehungsweise Masse vom Zustand des Untersystems mit der größeren Steifigkeit beziehungsweise Masse abhängig, ohne dieses selbst zu beeinflussen.

¹Charakterisiert durch Eigenformen, deren Wellenlängen im Bereich oder nur wenig unter der Größenordnung der Abmessungen der Struktur und der damit gekoppelten Fluidbereiche liegen ([Fau94])

²engl. „finite element method“

³engl. „boundary element method“

⁴engl. „statistical energy analysis“

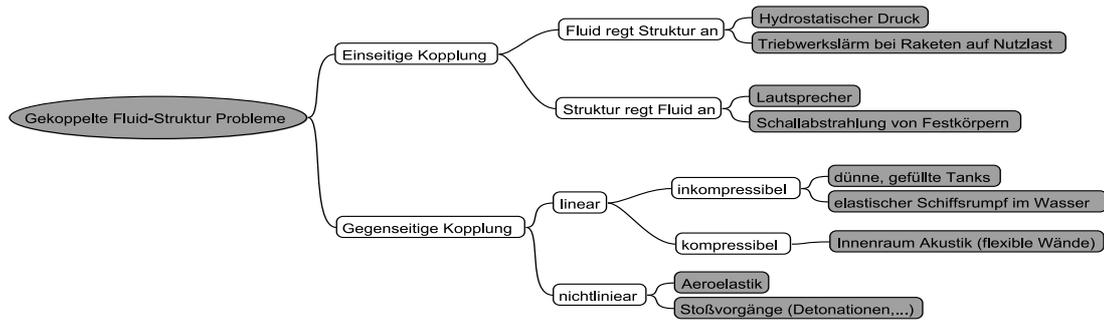


Abbildung 5.1: Klassifizierung gekoppelter Fluid-Struktur-Probleme (Beispiele grau hinterlegt)

Gegenseitige Kopplung liegt vor, wenn beide Teilsysteme Steifigkeiten und effektive Massen gleicher Größenordnung aufweisen und somit jeweils vom Zustand des Teilsystems abhängig sind.

Dabei ist zu bedenken, daß die einseitige Kopplung einen idealisierten Zustand darstellt der die Realität nur annähert, das heißt einen Zustand, bei dem die Kopplung in die eine Richtung soviel größer ist, als in die andere, daß die kleinere Wirkung ohne nennenswerten Fehler vernachlässigt werden kann. Es können also die folgenden drei idealisierten Fälle von Fluid-Struktur-Kopplung unterschieden werden:

5.1.1 Struktur wird vom Fluid angeregt

Es erfolgt aber keine nennenswerte Rückkoppelung von der Struktur an das Fluid. Der vom Fluid auf den Festkörper ausgeübte Druck hängt also nicht vom Verhalten des Festkörpers ab.

Beispielsweise regt der von einem Raketentriebwerk erzeugte Lärm die Nutzlast der Rakete zum Schwingen an. Die Lärmquelle, und somit die Schwingungen der sie umgebenden Luft sind von den Strukturschwingungen der Rakete unabhängig. Die Energie, die das Fluid durch die Verbrennungsschwingungen des Triebwerkes erhält ist wesentlich höher als die Energie die dem Fluid durch die Strukturschwingungen zugeführt wird. Das heißt die Kraftanregung der Raketenstruktur durch das Fluid ist hier der dominante Faktor. Daher sind Satelliten auch so auszulegen, daß ihre Eigenfrequenzen weit über den Erregerfrequenzen der Transportrakete liegen, sodaß das System Satellitenstruktur/triebwkserregte Luftvibrationen entkoppelt ist.

Ein anderes Beispiel für eine einseitige Kopplung vom Fluid an die Struktur ist der hydrostatische Druck. Er wird von Strukturschwingungen nicht beeinflusst, sofern die Strukturmasse weit unter der Masse des den hydrostatischen Druck hervorrufenden Fluids ist. Ein Beispiel hierfür ist der hydrostatische Druck der auf ein Schiff im Ozean wirkt. Die Masse des Wassers ist die dominante Größe.

5.1.2 Fluid wird von Strukturschwingungen angeregt

Das Fluid wird von Strukturschwingungen angeregt, beeinflusst diese aber nicht wesentlich. Dies geschieht beispielsweise bei allen Lärmausbreitungsvorgängen (Lautsprecher, . . .), oder auch bei Saiteninstrumenten in der Musik, also bei Schallabstrahlungsvorgängen von Festkörpern. Dabei ist die effektive (schwingende) Masse des Festkörpers wesentlich höher, als die des Fluids. Handelt es sich beim Fluid um ein Gas, so ist auch die Steifigkeit der Struktur wesentlich höher, als die des Fluids.

5.1.3 Gegenseitige Kopplung zwischen Fluid und Struktur

Es liegt gegenseitige Kopplung zwischen Fluid und Struktur vor. Dazu gehören Schwingungen von flüssigkeitsbenetzten Strukturen, wie zum Beispiel Schwingungen von mit Flüssigkeit gefüllten Tanks aus dünnem Stahlblech oder Schiffen im Wasser. Dabei sind die effektiven Massen und die Steifigkeiten von Fluid und Struktur von etwa der gleichen Größenordnung.

Gegenseitige Kopplung tritt auch auf, wenn eine Fluidströmung ihrerseits von der Körperform abhängige Kräfte hervorruft wie beispielsweise bei aeroelastischen Vorgängen. Hier dominieren zwar Masse und Steifigkeit des Festkörpers über die des Fluids, das Fluid beeinflusst die Struktur aber über die Aerodynamik. Auch bei allen Vorgängen mit Schalldurchgang, wie zum Beispiel ein vom Abgasstrom zum Schwingen angeregtes Abgasrohr, das seinerseits wiederum das Abgas in Schwingungen versetzt tritt, gegenseitige Fluid-Strukturkopplung auf. Zwar liegen hier die Materialkennwerte des Festkörpers deutlich über denen des Fluids, allerdings bezieht das Fluid ständig Schallenergie aus den Verbrennungsschwingungen, die etwa von gleicher Größenordnung ist wie die Energie der Strukturschwingung.

Eine weitere Unterscheidung in *nichtlineare* und *lineare* Probleme ist möglich.

Zu den *nichtlinearen* Problemen zählen beispielsweise aeroelastische Vorgänge (Flattern von Tragflügeln, Schwingen von Hängebrücken) und Stoßvorgänge, wie zum Beispiel Unterwasserdetonationen unter oder neben Schiffen.

Bei den *linearen* Problemen wird davon ausgegangen, daß das betrachtete System von einem Gleichgewichtszustand ausgehend kleine Störungen erfährt. Im Gleichgewichtszustand sind die nichtlinearen Bewegungsgleichungen erfüllt und dürfen unter der Annahme kleiner Störungen im Gleichgewichtspunkt linearisiert werden, siehe [Wan91].

Folgende Bedingungen müssen erfüllt sein, damit die Störungen des Systems als klein angesehen werden dürfen, das heißt damit die Linearisierung der Bewegungsgleichungen berechtigt ist ([Wan91]):

- Die Strömungsgeschwindigkeiten, die sich aufgrund der Störung im Fluid einstellen, müssen so klein sein, daß konvektive Terme vernachlässigt werden

können. Das heißt, es erfolgt kein Transport der Zustandsgrößen Druck, Dichte, Temperatur, etc. des Fluids durch die Strömung.

- Die Verschiebungen des Festkörpers müssen so klein sein, daß die Bewegungsgleichungen für die ungestörte Geometrie aufgestellt werden können.
- Die Dehnungen im Festkörper müssen so klein sein, daß ein lineares Materialgesetz gilt.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich nur mit Problemen, die laut obigen Bedingungen als linear betrachtet werden dürfen. Die Linearisierung der ein schwingungsfähiges System beschreibenden Gleichungen ist insbesondere notwendig, um daraus ein Eigenwertproblem ableiten zu können.

Flüssigkeit-Struktur-Wechselwirkung

In der Strukturdynamik mit Flüssigkeit-Struktur-Kopplung muss das Fluid vor allem wegen der infolge seiner Trägheit auf den Festkörper ausgeübten Kräfte berücksichtigt werden. Handelt es sich beim Fluid um eine Flüssigkeit, kann dessen Kompressibilität im Allgemeinen gegenüber der Flexibilität des Festkörpers vernachlässigt werden.

Grundsätzlich sind in der Strukturdynamik bei Flüssigkeit-Struktur-Kopplungen zwei Arten von Problemen zu unterscheiden.

Entweder ist die Flüssigkeit von der Struktur ganz oder teilweise umschlossen (Tanks, verfahrenstechnische Anlagen, Komponenten von Wasserkraftwerken etc.), oder die Flüssigkeit befindet sich außerhalb der Struktur (umströmte Flugkörper, Schiffe, Bohrinseln, Beschaukelung von Strömungsmaschinen etc.). Die Trägheit des Fluids bewirkt, daß die Eigenfrequenzen einer Struktur im Allgemeinen bei der Kopplung an ein Fluid niedriger sind als ohne Fluid.

Liegt eine Flüssigkeit-Struktur-Kopplung vor, so verhält sich die Struktur so, als wäre ihre Massenträgheit etwas höher als ohne Fluid. Daher werden laut [Wil03] vor allem hydroelastische Vibrationen von Schiffen und Tanks derart modelliert, daß die Massenmatrix der Struktur um einen entsprechenden additiven Anteil vergrößert wird, um dem Einfluß des Fluids auf die Eigenfrequenzen Rechnung tragen zu können.

Aeroelastische Probleme

Bei aeroelastischen Problemen erfolgt die Kopplung zwischen Fluid und Struktur über aeroelastische Kräfte. Bei der Auslegung von Tragflächen beispielsweise muss darauf geachtet werden, die Torsionseigenfrequenz und die erste Biegefrequenz möglichst weit auseinander zu legen, da die Kopplung dieser beiden Frequenzen mit den aerodynamischen Kräften die gefürchtete (instabile) Flatterschwingung auslöst, die zur Zerstörung der Tragfläche führen kann.

Struktur-Akustik-Wechselwirkung

In der Akustik, die einen Schwerpunkt dieser Arbeit darstellt, wird die Ausbreitung von Schallwellen im Fluid untersucht, weshalb dessen Kompressibilität zu berücksichtigen ist.

Dabei gibt es zwei Arten von Problemstellungen.

Die erste Problemklasse betrifft die hier behandelte *Innenraumakustik*. Sie ist im Automobilbau und in der Luft- und Raumfahrt einerseits hinsichtlich des Passagierkomforts von Bedeutung. (Ein leiser Innenraum ist für Personenkraftfahrzeuge und Flugzeuge heute Bedingung, um mit solchen Produkten Kunden zu erreichen, und sie somit überhaupt auf den Markt bringen zu können.) Andererseits muss akustische Resonanz aber auch zum Schutz der Struktur und der Nutzlast vor Ermüdung unterbunden werden. Für Satelliten beispielsweise ist ein entscheidendes Auslegungskriterium, daß sie durch die Lärmvibrationen des Raketenstarts nicht zerstört werden dürfen.

Die zweite Problemklasse betrifft die *Schallabstrahlung*. Das heißt, das betrachtete Fluid befindet sich außerhalb des Festkörpers. Zum einen ist dabei eine niedrige Lärmbelastung der Umwelt durch Fahrzeuge etc. erwünscht. Zum anderen beeinflusst die Schallabstrahlung von Komponenten, wie beispielsweise Motoren von Fahrzeugen, auch die Innenraumakustik des jeweiligen Fahrzeuges negativ. Auch die vorhin besprochenen Vibrationen beim Start einer Trägerrakete, die für die Nutzlast (Satellit) so kritisch sind, werden hauptsächlich von den Raketenmotoren hervorgerufen.

Eine Struktur-Akustik-Kopplung liegt dann vor, wenn die Schallwellen durch einen schwingenden Festkörper angeregt werden, wie beispielsweise bei einem Musikinstrument, wenn ein Festkörper durch den Schalldruck in Schwingungen versetzt wird, oder wenn beide Phänomene auftreten (gegenseitige Kopplung).

5.2 Analytische Verfahren

5.2.1 Mathematische Beschreibung des Fluids

Eine Schallwelle ist verbunden mit räumlichen und zeitlichen Schwankungen der Zustandsgrößen Dichte, Druck und Temperatur des Fluids sowie mit Schwankungen des Ortes und der Geschwindigkeit der Fluidteilchen um die ohne Schall vorkommenden Mittelwerte.

Den Ausgangspunkt für die theoretische Behandlung der Schallausbreitung in Fluiden bilden die strömungsmechanischen Grundgleichungen (Kontinuitätsgleichung, Eulergleichung) und die Zustandsgleichung des Mediums.

Strömungsmechanische Grundgleichungen

In der hier verwendeten, einfachsten Theorie wird das kompressible Fluid ohne innere Reibung betrachtet und die Bewegung der Fluidteilchen auf kleine Amplituden beschränkt. Der Einfluß der Gravitation in Form von Oberflächenwellen wird vernachlässigt.

Kontinuitätsgleichung Die Kontinuitätsgleichung beschreibt die Massenerhaltung. Mit der Dichte $\rho(\mathbf{x}, t)$ und dem Volumen V ist die Fluidmasse m durch folgendes Integral gegeben:

$$m = \int_{(V)} \rho(\mathbf{x}, t) dV. \quad (5.1)$$

Befinden sich im Fluid keine Quellen oder Senken, so ist die Fluidmasse des beliebig gewählten Volumens V zeitinvariant, da durch die Oberfläche S kein Massenaustausch stattfindet, d.h.

$$\frac{dm}{dt} = 0. \quad (5.2)$$

Mit dem Reynoldsschen Transporttheorem, welches die Bildung der totalen Zeitableitung eines Integrals über ein zeitlich veränderliches Volumen angibt, lautet das Massenintegral (5.1) in Verbindung mit (5.2):

$$\frac{dm}{dt} = \int_{(V)} \left[\frac{d\rho(\mathbf{x}, t)}{dt} + \rho(\mathbf{x}, t) \cdot (\nabla \mathbf{v}(\mathbf{x}, t)) \right] dV = 0. \quad (5.3)$$

Nach Voraussetzung ist das Volumen V beliebig, so daß der Integrand verschwinden muß. Es folgt die Kontinuitätsgleichung in der Form:

$$\frac{d\rho(\mathbf{x}, t)}{dt} + \rho(\mathbf{x}, t) \cdot (\nabla \mathbf{v}(\mathbf{x}, t)) = 0 \quad (5.4)$$

Mit

$$\rho \cdot (\nabla \mathbf{v}) = \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) - \mathbf{v} \cdot (\nabla \rho) \quad (5.5)$$

und dem totalen Differential der Dichte nach

$$\frac{d\rho(\mathbf{x}, t)}{dt} = \frac{\partial \rho(\mathbf{x}, t)}{\partial t} + \mathbf{v}(\mathbf{x}, t) \cdot (\nabla \rho(\mathbf{x}, t)) \quad (5.6)$$

lautet die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho(\mathbf{x}, t)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho(\mathbf{x}, t) \cdot \mathbf{v}(\mathbf{x}, t)) = 0. \quad (5.7)$$

Eulergleichungen Die Eulergleichung, auch als Impulssatz bekannt, besagt für Fluide, daß die zeitliche Änderung des Impulses eines Fluidteilchens gleich der Resultierenden der auf dieses Volumenelement einwirkenden Kräfte ist:

$$\frac{d}{dt} \int_{(V)} \rho \mathbf{v} dV = - \int_{(S)} p \mathbf{n} dS. \quad (5.8)$$

Dabei bedeuten $\rho(\mathbf{x}, t)$ die Dichte und $\mathbf{v}(\mathbf{x}, t)$ die Geschwindigkeit der Fluidteilchen. Mit $p(\mathbf{x}, t)$ ist die Verteilung des Druckes auf der Oberfläche S mit der Auswärtsnormalen \mathbf{n} bezeichnet.

Der Einfluß der Erdbeschleunigung bleibt hier unberücksichtigt, so daß Volumenkräfte vernachlässigt werden. Ebenfalls werden keine Quellen oder Senken betrachtet, so daß die Impulsgleichung die einfache Form wie in Gl. (5.8) annimmt.

Nach Anwendung des Gaußschen Satzes ergibt sich aus Gl. (5.8) für alle Punkte des Fluidvolumens V die nichtlineare Eulergleichung:

$$\frac{d(\rho \mathbf{v})}{dt} + \rho \mathbf{v} \cdot (\nabla \mathbf{v}) = -\nabla p. \quad (5.9)$$

In diesen drei Differentialgleichungen werden die fünf unbekanntenen Zustandsgrößen $u(\mathbf{x}, t)$, $v(\mathbf{x}, t)$, $w(\mathbf{x}, t)$, $p(\mathbf{x}, t)$, $\rho(\mathbf{x}, t)$ miteinander verknüpft. Es fehlen also noch zwei weitere Beziehungen zur Lösung des Differentialgleichungssystems. Dazu dient die Kontinuitätsgleichung (Gl. (5.7)) und das Materialgesetz in Form der Zustandsgleichung für Fluide.

Zustandsgleichung Die Zustandsänderungen in einer Schallwelle erfolgen so rasch, daß kein Temperatenausgleich mit der Umgebung stattfinden kann. Die Zustandsänderungen verlaufen daher adiabatisch. Wegen der Reibungsfreiheit des betrachteten Fluids werden keine Schubspannungen übertragen. Die Zustandsgleichung beschreibt den nichtlinearen Zusammenhang zwischen Druck p und Dichte ρ .

Mit der Voraussetzung, daß der Druck p und die Dichte ρ nur wenig um die zeitlichen Mittelwerte p_0 und ρ_0 schwanken, läßt sich der nichtlineare Zusammenhang an der Stelle $\rho = \rho_0$ in eine Taylorreihe entwickeln, die, nach dem zweiten Glied abgebrochenn ein Materialgesetz für Fluide in der Form

$$p(\mathbf{x}, t) = c^2 \cdot \rho(\mathbf{x}, t) \quad \text{mit } c^2 = \frac{\partial p}{\partial \rho} \quad (5.10)$$

liefert. Die Größe $c(\rho, p)$ ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit von Longitudinalwellen.

Das System von Differentialgleichungen wird also mit der Einführung der Schallgeschwindigkeit c vervollständigt. Die zeitliche Änderung des Druckes p ist damit mit der Dichte ρ wie folgt verknüpft [Fra90]:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial \rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} = c^2 \frac{d\rho}{dt}. \quad (5.11)$$

Wellengleichung

Die Gleichungen (5.7) und (5.9) gelten für beliebig große Verschiebungen und Dichteänderungen, so daß auch das Verhalten von Schallwellen großer Intensität (z.B. Stoßwellen) erfaßt ist. In der linearen Akustiktheorie, d.h. bei Annahme kleiner Verschiebungen und nur geringer Dichteschwankungen, sind folgende Vereinfachungen der Grundgleichungen möglich:

- Es wird die Theorie kleiner Bewegungen benutzt, so daß die geometrische Näherung verwendet werden kann:

$$\mathbf{v} = \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial t} \quad (5.12)$$

- Die räumliche Geschwindigkeitsänderung wird gegenüber der zeitlichen vernachlässigt, d.h. die konvektiven Beschleunigungsterme werden herausgestrichen:

$$\frac{d\mathbf{v}}{dt} = \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla)\mathbf{v} \approx \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t}. \quad (5.13)$$

- Die Dichte ρ wird gleich der Ruhedichte ρ_0 gesetzt und nur noch als Funktion des Ortes angenommen:

$$\rho = \rho(\mathbf{x}) \quad (5.14)$$

Mit den Vereinfachungen (5.12) und (5.14) lautet die Kontinuitätsgleichung nach (5.7):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \nabla \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial t} \right) = 0. \quad (5.15)$$

Die zeitliche Änderung des Druckes nach (5.11) ergibt sich mit der Näherung (5.14) zu:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial t}. \quad (5.16)$$

Setzt man (5.16) in (5.15) ein, so erhält man

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \rho_0 c_0^2 \nabla \cdot \left(\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial t} \right) = 0. \quad (5.17)$$

Mit den Näherungen (5.12), (5.13) und (5.14) vereinfacht sich die Eulergleichung (5.9) zu:

$$\rho_0 \frac{\partial^2 \mathbf{x}}{\partial t^2} + \nabla p = 0. \quad (5.18)$$

Das linearisierte akustische Gleichungssystem aus (5.17), (5.18) und (5.10) beschreibt das physikalische Modell des linearen Fluids. Es enthält noch beide Schallfeldgrößen p und ρ .

Es ist nun möglich, daraus entkoppelte Gleichungen zur Bestimmung des Druckes p zu formulieren.

Zur Elimination der Schallschnelle werden dazu die Kontinuitätsgleichung (5.17) partiell nach der Zeit t und die Eulergleichung (5.18) partiell nach dem Ort differenziert, d.h. mit dem ∇ -Operator multipliziert. Man erhält die bekannte skalare Wellengleichung zur Bestimmung der Druckverteilung [Ant88]:

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c_0^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0. \quad (5.19)$$

Die Wellengleichung läßt sich auch für das sogenannte Geschwindigkeitspotential $\Phi(\mathbf{x}, t)$ aufstellen. Der für die Wellengleichung wesentliche rotationsfreie Teil des Geschwindigkeitsfeldes $\mathbf{v}(\mathbf{x}, t)$ läßt sich dabei als Gradient des Geschwindigkeitspotentials $\Phi(\mathbf{x}, t)$ darstellen:

$$\mathbf{v} = \nabla \Phi \quad (5.20)$$

Der Schalldruck p ergibt sich aus dem Geschwindigkeitspotential wie folgt:

$$p = -\rho_0 \cdot \frac{\partial \Phi}{\partial t}. \quad (5.21)$$

Analog zur Wellengleichung (5.19) läßt sich wiederum eine skalare Wellengleichung für das Potential Φ nach [Ant88] in der Form

$$\nabla^2 \Phi - \frac{\ddot{\Phi}}{c_0^2} = 0 \quad (5.22)$$

ableiten. Die Verwendung des Geschwindigkeitspotentials Φ stellt eine wesentliche Vereinfachung dar, da sowohl die Geschwindigkeitskomponenten \mathbf{v} , als auch der Druck p aus ihm nach (5.20) und (5.21) durch einfache Differentiation bestimmt werden können.

Die Lösung der zeitabhängigen, hyperbolischen Differentialgleichung (5.19) bzw. (5.22) ist nur mit geeigneten Nebenbedingungen, den Anfangsbedingungen und Randbedingungen, eindeutig möglich.

Die Wellengleichungen (5.19) und (5.22) sind charakteristisch für alle Phänomene, die sich unter Erhaltung der Energie und unabhängig von der Wellenform und Richtung mit konstanter Geschwindigkeit c in einem homogenen Medium ausbreiten. Solche Wellen breiten sich longitudinal aus, d.h. der Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v} ist stets parallel zur Ausbreitungsrichtung. Die Bewegungen der Masseteilchen ergeben im Abstand der Wellenlänge λ Verdünnungen und Verdichtungen, die hintereinander herlaufen; sie bilden also eine Kompressionswelle. Die Form der Ausbreitung einer Welle hängt u.a. von der Art der Anregung ab. Ist die Störungsstelle, die die Welle im Medium verursacht, klein gegen die Wellenlänge, also eine Punkt-Quelle, so breiten sich die Druckwellen kugelsymmetrisch aus. In größerer Entfernung werden daraus ebene Wellen.

5.2.2 Quasianalytische Methode

Für einen homogenen, orthotropen, endlich langen Zylinder mit eingespanntem Rand existiert ein Tool VAREC (**V**ibro **A**coustic **R**Esponse of a **C**ylinder), welches aus der Anregung durch eine ebene Schallwelle die Noise Reduction (NR) aus dem räumlich gemittelten Druck auf Basis der Arbeit von [Fau94] berechnet. Dieser einfache Zylinder stellt die einfachste Form eines Rumpfes dar, bei dem die Kopplung von Struktur- und Cavityschwingungen betrachtet werden kann.

Mit diesem einfachen Modell soll durch Variation der Steifigkeiten der Einfluß von Biege- und Membransteifigkeit einer Rumpfhaut auf die Noise-Reduction untersucht werden.

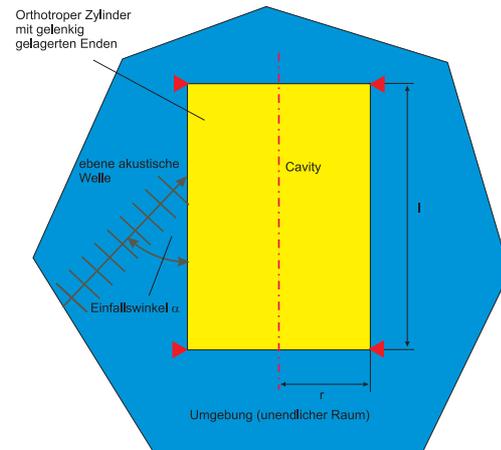


Abbildung 5.2: Simulation im quasianalytischen Berechnungstool VAREC

Die Theorie von VAREC basiert auf einer Fourier-Reihenzerlegung der Druckfelder in der Umgebung und innerhalb der Cavity und des Verformungsfeldes des Zylinders. Die zu lösenden Gleichungen bestehen aus:

- der Bewegungsgleichung des Zylinders

$$Z_s w = p_1|_{r=a} - p_2|_{r=a} \quad (5.23)$$

mit der mechanischen Impedanz Z_s des Zylinders, dem Druck an der äußeren Zylinderwand p_1 , dem Druck an der inneren Zylinderwand p_2 , und der Verschiebung w

- der Kopplungsbedingung zwischen Zylinder und Umgebung

$$\left. \frac{\partial p_1}{\partial r} \right|_{r=a} = -\rho_1 a \quad (5.24)$$

mit der Dichte des umgebenden Fluids ρ_1 und der Beschleunigung a des Zylinders und

- der entsprechenden Kopplung zwischen Zylinder und Innenraum

$$\left. \frac{\partial p_2}{\partial r} \right|_{r=a} = -\rho_2 a \quad (5.25)$$

Die Fourierreihenansätze sind

- für das Verschiebungsfeld des Zylinders

$$w(\varphi, z) = \sum_{n=0}^{n_{max}} \sum_{m=1}^{m_{max}} w_{nm} \sin(n\varphi) \sin\left(\frac{m\pi}{l}z\right) \quad (5.26)$$

- für die Druckverteilung innerhalb des Zylinders

$$p_2(r, \varphi, z) = \sum_{n=0}^{n_{max}} \sum_{m=1}^{m_{max}} C_{nm} J_n(k_r r) \sin(n\varphi) \sin\left(\frac{m\pi}{l} z\right) \quad (5.27)$$

Ein komplexes, lineares Gleichungssystem der Größe $2m_{max} \times 2m_{max}$ wird für jede der n Fourierreihen angesetzt. w_{nm} und C_{nm} sind die zunächst Unbekannten. Der Umgebungsdruck p_1 wird in den „blockierten“ und den abgestrahlten Druck zerlegt und mit entsprechenden Ansatzfunktionen dargestellt.

Zur Lösung bei einer Frequenz f_r werden alle ungekoppelten Eigenfrequenzen von Zylinder und Cavity bis zu einer Frequenz von ζf_r berechnet. (ζ ist in Abhängigkeit der Frequenz und den Größen von n und m im Bereich zwischen 1 und 2. n_{max} und m_{max} sind die Maxima dieser Moden.

Die Noise Reduction ist, wie schon in Kapitel 3.3 ausgeführt, definiert durch

$$NR = 20 \log_{10} \frac{S_{p_1}}{\tilde{S}_{p_2}}$$

mit

S_{p_1} : Power-Spectral-Density (PSD) des akustischen Druckes in der Umgebungsluft

\tilde{S}_{p_2} : Räumlich gemittelte PSD des akustischen Druckes im Innenraum des Zylinders

Ein diffuses Schallfeld zur Anregung kann aus der Überlagerung von mehreren ebenen Schallwellen unter verschiedenen Einfallswinkeln simuliert werden.

Durch die relativ hohe Rechengeschwindigkeit dieses Tools, können damit in verhältnismäßig kurzer Zeit Parameterstudien durchgeführt werden.

Für einen fiktiven Zylinder (Länge 40 m, Radius 2 m) wurde eine Variation der Biege- und Membransteifigkeiten durchgeführt.

- Dazu wurde eine Grundvariante „1A1D“ mit einer 2 mm Aluminiumhaut gewählt.
- Im Fall „2A1D“ wurden die Koeffizienten A_{ij} der ABD-Matrix verdoppelt, um entsprechend die Membransteifigkeit zu verdoppeln.
- Im Fall „1A2D“ wurden entsprechend die Koeffizienten D_{ij} der ABD-Matrix verdoppelt, um die die Biegesteifigkeit zu verdoppeln.

Die Masse wurde jedoch konstant gehalten, um den Einfluß der Steifigkeit alleine untersuchen zu können.

In Abbildung 5.3 ist für die drei Zylinder die NR bei Anregung mit einem diffusen Schallfeld über der Frequenz in Hz aufgetragen. Höhere Werte entsprechen einem geringeren Schalldruckpegel im Innenraum.

Man erkennt im Vergleich zur Ausgangskonfiguration bei Verdopplung der

- **Membransteifigkeit** (2A1D) im unteren Frequenzbereich (bis ca. 50 Hz eine Verbesserung und im höherfrequenten Bereich kaum eine Änderung

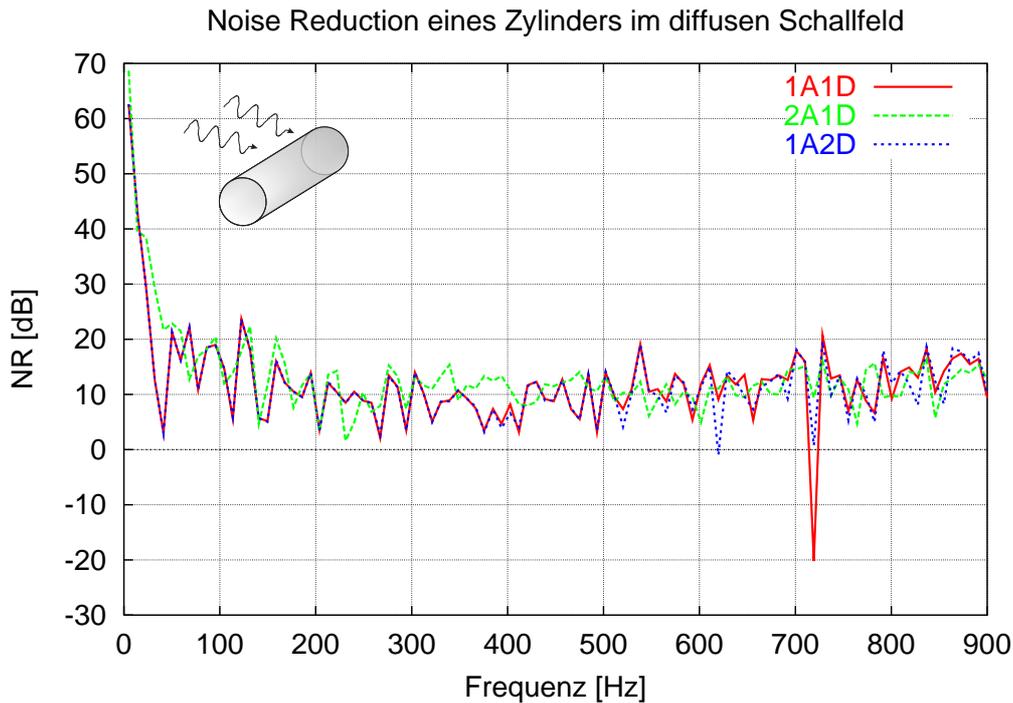


Abbildung 5.3: Noise-Reduction bei verschiedenen Biege- und Membransteifigkeiten

- **Biegesteifigkeit** (1A2D) kaum eine Änderung

der akustischen Eigenschaften gegenüber der Grundkonfiguration (1A1D).

5.3 Methode der Finiten Elemente (FEM)

Akustikprobleme, auch solche, bei denen die Strukturschwingungen mit denen der Luftschwingungen gekoppelt sind, können mit der Methode der Finiten Elemente behandelt werden. Für die Struktur können die bekannten Elemente verwendet werden, für das Luftvolumen (Fluid) werden entsprechende Elemente definiert, die als Freiheitsgrad (an den Grenzflächen zusätzlich) den Druck besitzen.

Finite-Element-Untersuchungen in der Akustik führen zum einen nach einer Modalanalyse auf die Eigenfrequenzen und Eigenformen des gekoppelten Fluid-Struktur-Modells und zum anderen nach einer Antwortrechnung unter anderem auf eine frequenzabhängige Schalldruckverteilung im Raum. Man erhält also immer eine räumliche Druck-/Verformungsverteilung für diskrete Frequenzen.

Die Differentialgleichungen der Struktur sind die üblichen Bewegungsgleichungen, die des Fluids die Wellengleichung. Über die Randbedingungen werden die beiden zuvor diskretisierten Gleichungen miteinander verbunden: Verschiebungen der Platte induzieren Druckänderungen des Fluids, und Druckänderungen des Fluids induzieren eine Kraft und damit Verschiebungen an der Platte.

Die Massen- und Steifigkeitsmatrizen des gekoppelten Systems sind durch die aus den Randbedingungen stammenden Koppelterme nicht symmetrisch, was das Hauptproblem bei der Lösung von Struktur-Akustik-Interaktionsaufgaben darstellt:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{R}^T & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{R} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u} \\ \mathbf{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{L}_s \\ \mathbf{L}_f \end{Bmatrix} \quad (5.28)$$

(M, K : Massen-/Steifigkeitsmatrix, R : Kopplungsterm, u/p : Verschiebungs-/Druckfreiheitsgrade, L : Anregungslasten, Index s : Struktur, f : Fluid)

Es ist möglich, und in manchen Fällen auch sinnvoll, das unsymmetrische Gleichungssystem in ein symmetrisches umzuwandeln, jedoch handelt man sich damit Dämpfungsterme ein.

Zur Lösung des Struktur-Akustik-Problems stehen die üblichen Verfahren, so die Modalanalyse und harmonische Antwortrechnung zur Verfügung. Jedoch nutzen viele effektive numerische Verfahren die Symmetrie der Matrizen der gewöhnlichen Strukturdynamik aus. So führt bei unsymmetrischen Matrizen die Modaltransformation nicht auf ein System ungekoppelter Gleichungen für die Antwortrechnung.

Der Einsatz der FEM-Methode ist vom Frequenzbereich her beschränkt, da die Netzfeinheit, und damit die Rechenzeiten, von der Wellenlänge der zu untersuchenden Schwingung abhängt. Bei höheren Frequenzen muß sehr fein vernetzt werden, was bei größeren Innenräumen sehr schnell zu sehr vielen Elementen führt. Daher ist die FE-Methode, je nach Größe der Cavity, nur bis Frequenzen von etwa 300 Hz sinnvoll einsetzbar.

5.3.1 Beschreibung der Methode

Die Methode der finiten Elemente verwendet man im Bereich der Akustik im wesentlichen für Systeme, deren angekoppelter Fluidbereich endlich ist [Wan91]. Mittels sogenannter *infiniter* Elemente lassen sich auch Abstrahlprobleme behandeln (Fluidbereich mit unendlicher Ausdehnung) [ANS07]. Statt dessen empfiehlt sich aber eher die Verwendung der Randelementmethode [Wan91] oder auch eine Kombination von Finiten- und Randelementen.

Eine ausführliche Übersicht zur Berechnung gekoppelter Struktur-Fluid Systeme mit der Methode der finiten Elemente gibt die Dissertation von H. Wandinger [Wan91]. Nach der Darstellung der meist verwendeten Formulierungen führt er mit Hilfe der Funktionalanalyse eine Bewertung der verschiedenen Ansätze durch. Dabei zeigt er, daß die *einfache* Formulierung, welche den Druck als einzige Zustandsgröße enthält, sehr effizient ist. Der Nachteil der asymmetrischen Matrizen wird durch deren schwache Besetzung mehr als aufgewogen. Für die Lösung des Eigenwertproblems propagiert er ein spezielles Unterraumiterationsverfahren, die MF-Methode⁵ bzw. die

⁵Das Grundprinzip der MF-Methode ist, die Verschiebungen der Struktur durch eine geeignete Kraftgröße zu ersetzen.

SM-Methode⁶, welche die schwache Besetzung der Matrizen nutzen. Gegenüber *redundanten* Formulierungen mit symmetrischen Matrizen, die mehr Zustandsgrößen benutzen, als zur Beschreibung des Fluids notwendig sind, ergeben sich klare Effizienzvorteile aus der Art des Eigenwertproblems. Die redundanten Formulierungen führen zu zusätzlichen, physikalisch bedeutungslosen Nulleigenfrequenzen, welche die Lösung des Eigenwertproblems erschweren. Durch Kondensation oder Straffunktionsverfahren läßt sich dieser Nachteil zwar beseitigen, der Vorteil der schwachen Besetzung geht dann aber verloren.

Die einfache Formulierung mit dem Druck als einzige Zustandsgröße und der parallelen Unterraumiteration zur Bestimmung der Eigenwerte ist in das Programmpaket PERMAS-FS implementiert. Es erlaubt auch die Kopplung mit einem inkompressiblen Fluid.

Eine redundante Formulierung enthält z.B. das FE-Programm ASKA-Acoustics.

Die FE-Methoden beziehen die kontinuierlichen Eigenschaften des Kontinuums auf diskrete Werte. Bei mechanischen Strukturproblemen sind das z.B. die Knotenkräfte und Knotenverschiebungen, bei strömungsmechanischen Fluidproblemen die Knotendrucke und Knotenschnellen.

Bei der Diskretisierung der von außen angreifenden Kräfte werden in diesem Kapitel zusätzlich die Kopplungskräfte des jeweils anderen Mediums auf die Kontaktfläche mitberücksichtigt, um die Gleichungen im Kapitel 5.3.4 miteinander koppeln zu können.

Der Index s steht im folgenden zur Unterscheidung der Matrizen für „Struktur“, der Index f für „Fluid“.

Im Folgenden wird zunächst die einfache Formulierung mit dem Druck als einzige Zustandsgröße gearbeitet, was im gekoppelten Fall zu unsymmetrische Matrizen führt. Abschließend wird für den gekoppelten Fall die redundante Formulierung mit symmetrischen Matrizen durchgeführt.

5.3.2 Fluid

Die Wellengleichung (5.19) aus dem Kapitel (5.2.1) wird zur Erzeugung der Matrizen des akustischen Fluides diskretisiert [Koh07, chapter 8].

Die Finite-Element Ansatzfunktion für die räumliche Variation von Druck und Verschiebungen lauten:

$$p = \{N\}^T \{p_e\} \quad (5.29)$$

$$u = \{N'\}^T \{u_e\} \quad (5.30)$$

⁶Steifigkeits-Masse-Formulierung

mit: $\{N\}$ = Elementansatzfunktion für den Druck
 $\{N'\}$ = Elementansatzfunktion für Verschiebungen
 $\{p_e\}$ = Knotendruckvektor
 $\{u_e\}$ = Knotenverschiebungsvektor

Mit den Gleichungen (5.29) und (5.30) werden die zweiten Ableitungen des Drucks und der Verschiebungen, sowie die virtuellen Druckänderungen folgendermaßen geschrieben:

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \{N\}^T \{\ddot{p}_e\} \quad (5.31)$$

$$\frac{\partial^2 \{u\}}{\partial t^2} = \{N'\}^T \{\ddot{u}_e\} \quad (5.32)$$

$$\delta p = \{N\}^T \{\delta p_e\} \quad (5.33)$$

Der auf die Elementansatzfunktion $\{N\}$ angewendete Matrixoperator $\{L\}^T$ wird bezeichnet als:

$$[B] = \{L\} \{N\}^T \quad (5.34)$$

Man erhält letztendlich die diskretisierte Wellengleichung :

$$[M_f] \{\ddot{p}_e\} + [K_f] \{p_e\} + [R_e]^T \{\ddot{u}_e\} = \{L_f^*\} \quad (5.35)$$

mit

$$[M_f] = \int_V \frac{1}{c^2 \rho_0} \{N\} \{N\}^T dV = \text{Fluid-„Massenmatrix“ (Kompressibilitätsmatrix)}$$

$$[K_f] = \int_V \sum \frac{1}{\rho_0} [B]^T [B] dV = \text{Fluid-„Steifigkeitsmatrix“ (Mobilitätsmatrix)}$$

$$[R_e] = \int_S \{N\} \{n\}^T \{N'\}^T dS = \text{Koppelmatrix}$$

$$\{L_f^*\} = \int_S \{N\} \{n\}^T \{v\}^T dS = \text{Flußvektor}$$

mit dem Einheitsnormalenvektor $\{n\}$ auf der Grenzfläche zwischen Fluid und Struktur und der vorgegebenen Geschwindigkeit v auf dem Rand des Fluidgebietes.

⁷Folgende Matrix-Operatoren (Gradient und Divergenz) werden zur Umformung von Gleichung (5.19) eingeführt:

$$\nabla \cdot () = \{L\}^T = \left\{ \frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right\}$$

$$\nabla () = \{L\}$$

5.3.3 Struktur

Zur Beschreibung der Struktur wird die Schwingungsgleichung für ungedämpfte lineare Systeme in üblicher Weise diskretisiert:

$$[M_s]\{\ddot{u}_e\} + [K_s]\{u_e\} = \{L_s^*\} + \{L_f\} \quad (5.36)$$

mit

$[M_s]$ = Massenmatrix

$[K_s]$ = Steifigkeitsmatrix

$\{L_s^*\}$ = Kraftvektor (Einzel-, Volumen- und Oberflächenkräfte)

$\{L_f\}$ = Koppelkräfte aus den Druckkräften des Fluids

5.3.4 Fluid-Struktur-Kopplung

Die vorangegangenen Abschnitte beschreiben Akustik und Strukturmechanik als zwei getrennte Systeme, die nun in Verbindung gebracht werden. Die Kopplung führt zu einer Interaktion der Systeme, die man über die Randbedingungen definiert.

Der Fluid-Druckkraftvektor auf die Struktur in Gleichung (5.36) lautet:

$$\{L_f\} = \int_S \{N'\} \{n\} p dS$$

Ersetzt man nun den Druck p durch die FE-Approximation aus Gleichung (5.29), so erhält man:

$$\{L_f\} = \int_S \{N'\} \{N\}^T \{n\} dS \{P_e\} \quad (5.37)$$

Vergleicht man diesen Ausdruck mit der Matrix-Definition von $[R_e]^T$ in Gleichung (5.35), so zeigt sich, daß

$$\{L_f\} = [R_e]\{P_e\} \quad (5.38)$$

ist, mit

$$[R_e]^T = \int_S \{N'\} \{N\}^T \{n\} dS.$$

Einsetzen von Gleichung (5.38) in Gleichung (5.36) führt zur elementaren dynamischen Gleichung der Struktur:

$$[M_s]\{\ddot{u}_e\} + [K_s]\{u_e\} - [R_e]\{p_e\} = \{L_s^*\} \quad (5.39)$$

Die Gleichungen (5.35) und (5.39) sind die beschreibenden Gleichungen des Fluid-Strukturinteraktionsproblems und können zusammengefaßt geschrieben werden als:

$$\begin{bmatrix} [M_s] & [0] \\ [M_{fs}] & [M_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{u}_e\} \\ \{\ddot{p}_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_s] & [K_{fs}] \\ [0] & [K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_e\} \\ \{p_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{L_s^*\} \\ \{L_f^*\} \end{Bmatrix} \quad (5.40)$$

mit

$$\begin{aligned} [M_{fs}] &= [R_e]^T \\ [K_{fs}] &= -[R_e] \end{aligned}$$

Die Matrizen $[M_s]$, $[M_f]$, $[K_s]$ und $[K_f]$ sind nach [Fre98, S. 57] symmetrisch, wenn es sich um ein konservatives System handelt und alle Größen die gleiche Dimension aufweisen.

Werden „lumped“ Massenmatrizen verwendet (Masse nur in den Knoten), besitzen die Massenmatrizen sogar Diagonalfom. Der Grad (Dichte) der Diskretisierung wird wesentlich durch ausreichende Repräsentierung der Steifigkeit bestimmt. Das Netz ist dann im allgemeinen fein genug, um die Masse gleichmäßig genug zu verteilen [Bai97].

Benutzt man eine konsistente Massenverteilung, so sind die Massenmatrizen, ebenso wie die Steifigkeitsmatrizen, zusätzlich positiv definit.

Die Kopplungsmatrix $[R_e]$ ist nach [Fli91] eine nichtquadratische, schwach besetzte Matrix, die nur Elemente im Bereich der Unbekannten auf dem Rand besitzt und damit nicht invertierbar ist. Sie besitzt die Dimension $n_f \times n_s$, wobei n_f bzw. n_s die Anzahl der Unbekannten für die Flüssigkeit bzw. des Festkörpers bezeichnen.

Durch die Kopplung der beiden Teilsysteme (Fluid, Struktur) sind die Gesamtmatrizen $[M]$ und $[K]$ jedoch unsymmetrisch.

Der zusammengesetzte Verschiebungs-Druck-Vektor besitzt die Dimension $n \times 1$ mit $n = n_f + n_s$.

5.3.5 Dämpfung

Um die Dissipation an der Fluidgrenze zu berücksichtigen, wird ein dissipativer Term an die Wellengleichung (5.19) angehängt, was nach [Cra86], [Koh07]

Mit

$$\beta = \frac{r}{\rho_0 c} = \text{Grenzflächenabsorptionskoeffizient} \quad (5.41)$$

und der charakteristische Impedanz des Materials r an der Grenzfläche⁸ erhält man die Dämpfungsmatrix des Fluids mit

$$[C_f] = \frac{\beta}{c} \int_S \{N\} \{N\}^T dS = \text{Fluid Dämpfungsmatrix} \quad (5.42)$$

Die Strukturdämpfungsmatrix $[C_s]$, für die der Einfachheit halber meist eine Linearkombination von $[K_s]$ und $[M_s]$ angenommen wird lautet

$$[C_s] = \alpha_1 [M_s] + \alpha_2 [K_s] \quad (5.43)$$

⁸Frequenzunabhängig

Damit wird aus Gleichung (5.40):

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{R}_e^T & \mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_e \\ \ddot{\mathbf{p}}_e \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{u}}_e \\ \dot{\mathbf{p}}_e \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & -\mathbf{R}_e \\ \mathbf{0} & \mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_e \\ \mathbf{p}_e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{L}_s^* \\ \mathbf{L}_f^* \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (5.44)$$

5.3.6 Redundante (symmetrische) Formulierung

Das gekoppelte, unsymmetrische, gedämpfte oder ungedämpfte Gleichungssystem kann in ein symmetrisches überführt werden, was die Anwendung von gewöhnlichen Gleichungslösern für symmetrische Matrizen möglich macht, wie in [Eve81] und [Cha88] beschrieben wird:

Das Problem wird, ausgehend von Gleichung (5.44), umformuliert mit einem neuen Vektor \mathbf{q} , so daß

$$\mathbf{p}_e = \dot{\mathbf{q}} \quad \text{und damit:} \quad \dot{\mathbf{p}}_e = \ddot{\mathbf{q}} \quad \int_0^t \mathbf{p}_e d\tau = \mathbf{q}. \quad (5.45)$$

Nach einigen Umformungen erhält man eine Matrixgleichung in symmetrische Form:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_e \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & -\mathbf{R}_e \\ -\mathbf{R}_e^T & -\mathbf{C}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{u}}_e \\ \dot{\mathbf{q}} \end{Bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{K}_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_e \\ \mathbf{q} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{L}_s^* \\ -\mathbf{L}_f^{**} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (5.46)$$

mit

$$\mathbf{L}_f^{**} = \int_0^t \mathbf{L}_f^*(\tau) d\tau \quad (5.47)$$

Die neue Variable \mathbf{q} entspricht bis auf eine multiplikative Konstante dem Geschwindigkeitspotential Φ , da nach (5.21)

$$\mathbf{p}_e = -\rho_0 \dot{\Phi} \quad (5.48)$$

und nach Integration und Einsetzen von Gleichung (5.45)

$$\int_0^t \mathbf{p}_e = \mathbf{q} = -\rho_0 \cdot \Phi \quad (5.49)$$

Anmerkung

Der einzige Effekt, den diese Umformulierung bewirkt, ist die Verschiebung der Kopplungsmatrizen \mathbf{R}_e aus den Steifigkeits- und Massenmatrizen in den Dämpfungsteil der Gleichung. Enthielt das System schon Dämpfungsanteile \mathbf{C}_s und/oder \mathbf{C}_f , so hat diese Umformulierung keine Nachteile.

Wenn das Problem jedoch ein ungedämpftes war, $\mathbf{C}_s = \mathbf{C}_f = \mathbf{0}$, bietet die Umformung keine Vorteile gegenüber der Ausgangsgleichung. Aus einem ungedämpften unsymmetrischen System wird dann ein „gedämpftes“ symmetrisches. Beide Probleme erfordern eine komplexe Eigenwertbestimmung, selbst wenn die Eigenwerte reell sind.

Für ungedämpfte transiente Probleme ($\mathbf{C}_s = \mathbf{C}_f = \mathbf{0}$) führt die Umformulierung zu einer *aufwendigeren* Lösung, da die unsymmetrische Formulierung mit einem reellen Löser auskommt, während die symmetrische Formulierung mit Dämpfung einen komplexen Löser benötigt. Unsymmetrische Matrix-Operationen benötigen etwa doppelt soviel Rechenzeit wie symmetrische, während komplexe Arithmetik die vierfache Zeit benötigt wie reelle. ([Eve81])

Folglich bringt die Umformulierung in die Geschwindigkeits-Potentialform nur für transiente Probleme bei gedämpften Systemen eine signifikante Rechenzeitreduzierung.

5.3.7 Elemente

Für die in dieser Arbeit mit ANSYS untersuchten Rechenmodelle wurden i.d.R. folgende Elemente verwendet:

FLUID30 3D-Element mit linearer Ansatzfunktion zur Beschreibung der Luft in Cavities. Jeder Freiheitsgrad besitzt den Druck als Freiheitsgrad. Elemente, die an die Struktur angrenzen (und mit ihr gekoppelt sind), besitzen zusätzlich die drei translatorischen Freiheitsgrade. Als Materialdaten werden die Dichte, die Schallgeschwindigkeit und optional ein Absorptionswert benötigt.

SHELL63 2D-Element mit linearer Ansatzfunktion zur Beschreibung von Schalen mit Membran- und Platteneigenschaften. Drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade pro Knoten. Als Materialdaten werden die Dichte, orthotrope Werkstoffdaten und optional ein Dämpfungswert benötigt.

SHELL99 Geschichtetes 2D-Element mit quadratischer Ansatzfunktion mit Mittelknoten auf den Elementkanten zur Beschreibung von Laminaten. Drei translatorische und drei rotatorische Freiheitsgrade pro Knoten. Als Materialdaten werden die Dichte, orthotrope Werkstoffdaten und Winkellage für jede Lage sowie optional ein Dämpfungswert benötigt.

5.3.8 Modellierung in ANSYS

Für akustische Probleme ist in [ANS07] folgender Weg vorgesehen:

Elementtypen

Vier Elementtypen sind für akustische Analysen vorgesehen:

FLUID29 bzw. FLUID30 für den Fluid-Teil von 2-D bzw. 3-D Modellen, FLUID129 bzw. FLUID130 als unendliche Elemente zum Umgeben der FLUID29 bzw. FLUID30 Elemente

Mit diesen Elementtypen wird erst der Fluid-Teil modelliert und dann wird mit den entsprechenden Struktur-Elementen (SHELL63, SOLID45...) die Struktur erstellt. Nur die FLUID29 bzw. FLUID30 Element dürfen Kontakt zu Strukturelementen haben, FLUID129 und FLUID130 nur zu FLUID29 bzw. FLUID30 Elementen.

Die KEYOPT(2) bei den Elementen FLUID29 bzw. FLUID30 gibt an, ob das entsprechende Element Kontakt mit Strukturelementen hat oder nicht.

KEYOPT(2)=0 bedeutet, daß das Element an Strukturelemente angrenzt (erzeugt unsymmetrische Elementmatrizen). Das Element hat die Freiheitsgrade UX, UY, UZ und PRESS.

KEYOPT(2)=1 bedeutet, daß das Element nur von Fluidelementen umschlossen ist (erzeugt symmetrische Elementmatrizen). Das Element hat nur den PRESS-Freiheitsgrad.

Materialeigenschaften

Für die akustischen Elemente wird die Dichte (DENS) und die Schallgeschwindigkeit (SONC) benötigt (FLUID129 und FLUID130 benötigen nur SONC).

Zur Dämpfung des Systems ist es möglich, die Randfluidelemente mit KEYOPT(2)=0 als dissipative Schicht zu benutzen. Dazu wird bei diesen die Materialeigenschaft MU benutzt. Sie kann Werte zwischen 0 und 1 annehmen, was keiner beziehungsweise kompletter Absorbtion des Schalls entspricht. Um die Absorbtion an der Grenzfläche zu ermöglichen ist zusätzlich noch die Impedanz-Flag an der Grenzschicht zu setzen. (SF, a11, impd, 1 bei selektierten Grenzknoten der Struktur und Grenzelementen des Fluids)

Der dissipative Effekt der Fluid-Viskosität ist vernachlässigt.

Für die Strukturelemente sind der E-Modul (EX), die Dichte (DENS) und die Querkontraktionszahl (NUXY) notwendig.

Kopplung

Zur Kopplung von Fluid und Struktur sind die Grenzknoten der Struktur und die Grenzelemente des Fluids auszuwählen und mit `SF,all,fsi,1` die Kopplung einzuschalten.

Bei dem in Abbildung 5.4 dargestellten, und im folgenden verwendeten Modell wurde an der Grenzschicht zwischen Platte und Fluid die fsi-Flag eingeschaltet, bei den gedämpften Antwortrechnungen an der Grenzschicht zwischen Fluid und fester Wand zusätzlich die impd-Flag bei einem MU von 0,7 bzw. 1,0.

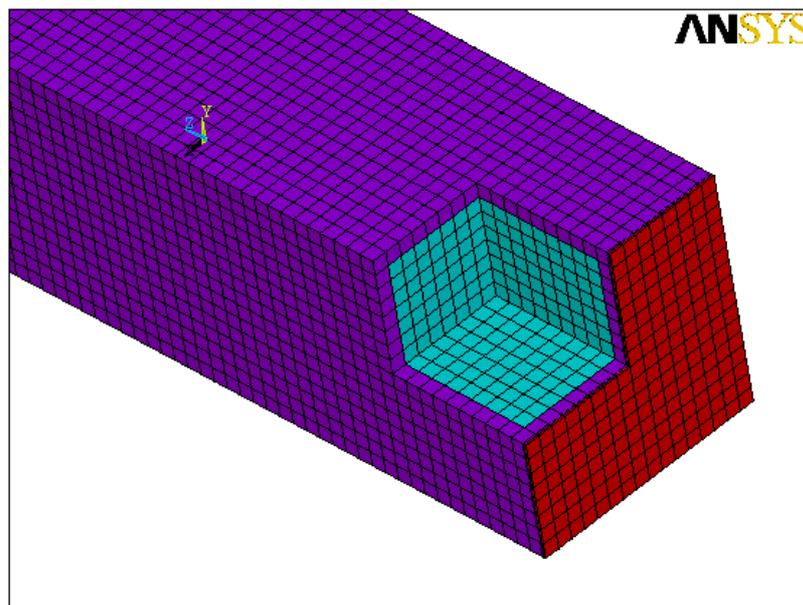


Abbildung 5.4: Vernetztes Modell

rot: Platte

grün: Fluid mit `KEYOPT(2)=1`

violett: Fluid mit `KEYOPT(2)=0`

Zwei angrenzende Fluid-Volumina an eine gemeinsame Trennwand

Trennt eine aus 2-D-Shell Elementen bestehende Wand zwei Fluid-Volumina V_1 und V_2 voneinander ab, besteht bei korrespondierenden Netzen folgendes Problem:

In einem gemeinsamen Knoten der beiden Volumina und der Wand gibt es neben den normalen translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden nur den einen Druckfreiheitsgrad. Um die Kontinuität einzuhalten ist es auch richtig, daß die translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade beider Volumina und der Wand gleich sind. Der Druck wird jedoch im Regelfall in der Praxis auf beiden Seiten der Wand unterschiedliche Werte annehmen. Dies ist mit dem einen Knoten mit dem einen Druckfreiheitsgrad nicht zu modellieren. (Abb. 5.5 a))

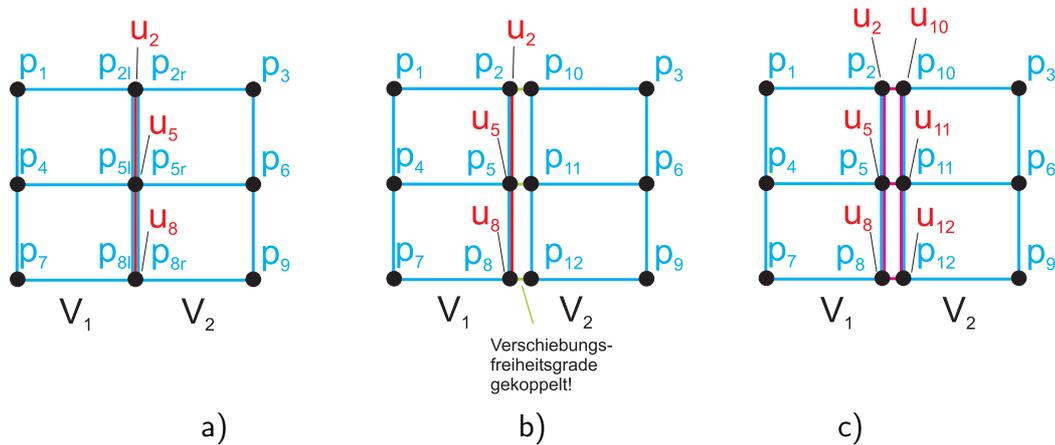


Abbildung 5.5: Zwei angrenzende Fluid-Volumina an eine gemeinsame Trennwand

Dieses Problem kann mit einem Ersatzmodell umgangen werden:

Die Knoten der Trennfläche werden dupliziert und die translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrade zwischen den original- und duplizierten Knoten gekoppelt. Das Volumen V_1 beinhaltet die originalen, das Volumen V_2 die duplizierten Knoten. (Abb. 5.5 b))

Wird die Trennwand mit Volumenelementen modelliert besteht das Problem von Haus aus nicht. (Abb. 5.5 c))

Anregung

Eine senkrecht einfallende Schallwelle ($\varphi = 0$ nach Abbildung 3.5) kann bei einer Antwortrechnung als einfache, konstante Druckkraft über die Fläche modelliert werden.

Bei anderen Einfallswinkeln φ kann die Druckverteilung entsprechend Abbildung 5.6 über eine Fläche sinusförmig angenommen werden.

$$p = p_0 \cdot \sin\left(\frac{2\pi y}{\lambda_y} + \frac{2\pi z}{\lambda_z}\right) \quad (5.50)$$

mit

$$\begin{aligned} \lambda_y &= \frac{\lambda}{\sin(\varphi)} = \frac{c}{f \sin \varphi} \\ \lambda_z &= \frac{\lambda}{\cos(\varphi)} = \frac{c}{f \cos \varphi} \end{aligned} \quad (5.51)$$

wenn der Winkel φ in der yz -Ebene zwischen der Einfallrichtung und der z -Achse definiert ist. In x -Richtung ist hier der Druck konstant.

Eine auf eins normierte Druckverteilung im Raum ist in Abbildung 5.7 an den Oberflächen eines Einheitswürfels dargestellt.

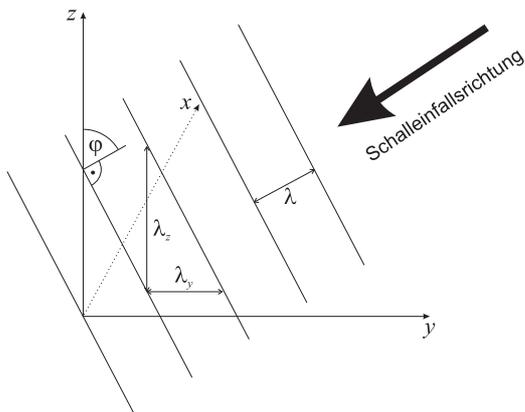


Abbildung 5.6: Bestimmung der Schalldruckverteilung einer schräg einfallenden Welle im Raum

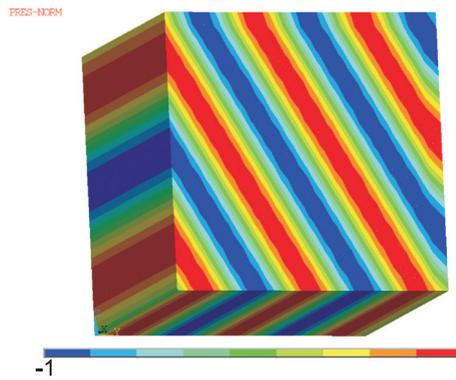


Abbildung 5.7: Schalldruckverteilung an einem Einheitswürfel bei 1000 Hz und $\varphi = 60^\circ$

In ANSYS wird dies über eine entsprechend gefüllte TABLE realisiert, in der die Druckverteilung im Raum an gewissen Stützpunkten definiert wird.

Per „SFA,ALL,2,PRES,'%druck%'“ wird die Druckverteilung dann auf ausgewählte Flächen aufgebracht und interpoliert.

Abstrahlung einer Platte

Um den TL einer Platte zu berechnen wird die Differenz der Schalldruckpegel vor und nach der Platte verglichen. Der vor der Platte ist aus der Anregung (siehe letzter Abschnitt) bekannt, der hinter der Platte wird in einer Ebene hinter der Platte durch Abstrahlung erzeugt und kann aus dem Geschwindigkeitsfeld der Platte berechnet werden. Im Detail wird dies in Kapitel 6.3.2 durchgeführt.

5.3.9 Vernetzung

Das Fluid und die Struktur werden in ANSYS über gemeinsame Knoten gekoppelt. Das beste Ergebnis erhält man bei gekoppelten FE-Analysen, wenn die Volumenelemente des Fluides und die Schalenelemente der gekoppelten Wände die gleiche Knotenanzahl und Geometrie (Quader/Viereck bzw. Tetraeder/Dreieck) besitzen. Hierbei ist die Kombination Quader/Viereck von FE-Seite her zu bevorzugen.

Jedoch ist schon bei nicht mehr ganz elementaren Geometrien die Vernetzung nur schwer oder gar nicht mehr sinnvoll zu bewerkstelligen. Vom Vernetzungsaufwand ist dann eine Vernetzung mit Tetraedern einfacher und vorzuziehen.

Ein Problem bei den hier verwendeten Elementen ist, daß die Mittelknoten der SHELL-99-Elemente nicht an das Fluid gekoppelt werden können. Die Netze von Fluid und

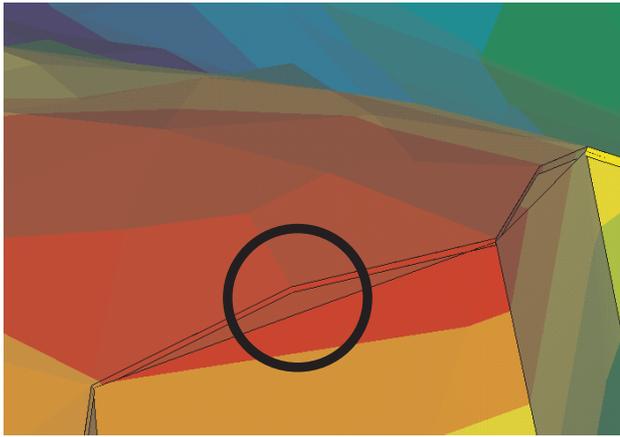


Abbildung 5.8: Inkompatibles Netz, Verschiebungen: Nicht mit dem Fluid verbundene Mittelknoten der Shell-Elemente „heben ab“

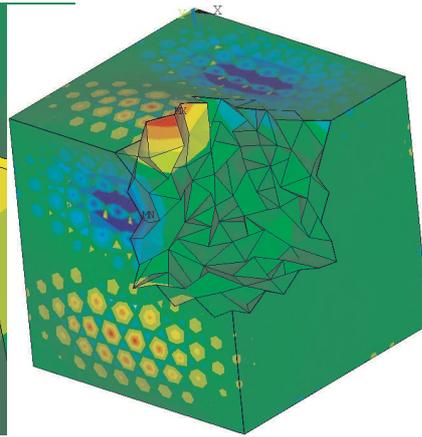


Abbildung 5.9: Inkompatibles Netz, Druck: Der Druck an den nicht gekoppelten Mittelknoten ist gleich Null

Struktur sind in diesem Fall inkompatibel. Es ist in ANSYS weder möglich, die Mittelknoten der SHELL99-Elemente zu entfernen, noch bei den FLUID30-Elementen Mittelknoten hinzuzufügen. Die Verwendung von SHELL99-Elementen ist zur Modellierung von Faserverbundwerkstoffen jedoch unabdingbar.

Sichtbar wird dieses Problem beispielsweise bei der Betrachtung der Verschiebungen (s. Abb. 5.8): Die nicht mit dem Fluid verbundenen Mittelknoten der Shell-Elemente lösen sich von dem Fluid und haben unsinnige Verschiebungen und Dehnungen.

Eher kosmetischer Natur ist die scheinbar falsche Darstellung des Drucks (s. Abb. 5.9). Da die Mittelknoten nicht mit dem Fluid gekoppelt sind, besitzen sie auch keinen Druck-Freiheitsgrad. Der dargestellte Druck ist folglich an diesen Knoten gleich Null. Bei der Auswertung der Analysen sollten die Mittelknoten daher nicht berücksichtigt werden.

Da bei akustischen Untersuchungen in der Regel nur die Steifigkeit der Struktur interessiert und die auftretenden Spannungen in den einzelnen Lagen uninteressant sind, können viellagige, quasiisotrope, homogene CFK-Laminat mit linearen SHELL63-Elementen mit orthotropem Materialgesetz näherungsweise modelliert werden. Die E-Moduli in den unterschiedlichen Richtungen müssen dann für das Material nach der klassischen Laminat Theorie (CLT) berechnet werden.

Aufwendiger wird es, wenn z.B. Sandwichschalen in SHELL63-Elementen abgebildet werden, da die stark unterschiedlichen Membran- und Platteneigenschaften nicht in einem homogenisierten Element simuliert werden können.

Bei einem Lagenaufbau $[0/90/90/0]$ sind beispielsweise die Membransteifigkeiten in $0/90$ -Grad Richtung identisch, die Biegesteifigkeit jedoch stark unterschiedlich. Aus-

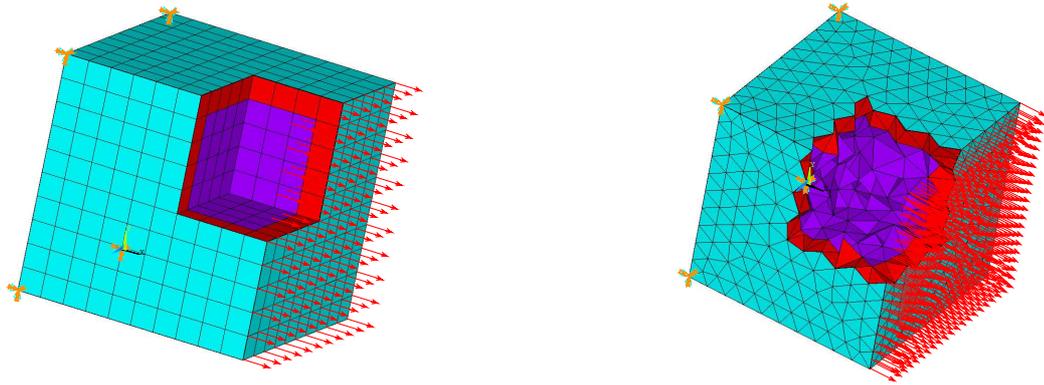


Abbildung 5.10: Würfel mit Quader- bzw. Tetraeder-, Seiten mit Rechtecken bzw. Dreiecken vernetzt

schließlich mit den Parametern: E-Moduli in beide Richtungen und Dicke läßt sich diese Eigenschaft für ein homogenes Element nicht nachbilden.

Hier ist es notwendig jedes Element an gleicher Stelle zu verdoppeln, wobei ein Exemplar ausschließlich reine Membran- (EA), das andere ausschließlich reine Biegesteifigkeit (EI) besitzt, die mit entsprechenden E-Moduli und Dicken nach den Vorgaben aus der CLT nachgebildet werden können.

5.3.10 Notwendige Netzfeinheit

Die hier durchgeführte Untersuchung soll die notwendige Elementgröße bei diversen Kombinationen von Elementgeometrien festlegen, um zu zeigen, daß die Verwendung von „schlechteren“ Elementen (s. Kapitel 5.3.9) mit feineren Netzen auszugleichen ist.

Dazu wird ein Würfel mit einer Kantenlänge von 1 m aus 1 mm starkem Aluminiumblech betrachtet, der mit Luft gefüllt ist. Die Ecken einer Seite sind fest gelagert. Die gegenüberliegende Seite wird mit einer Druckkraft angeregt. Das Fluid ist rundum mit den Blechen gekoppelt. (Abbildung 5.10)

Es wurden die in Tabelle 5.1 gezeigten Kombinationen von verschiedenen Elementtypen untersucht. Die Vernetzung des Volumens mit Tetraedern und der Oberflächen mit Vierecken (Untersuchung 2 und 6) ist mit ANSYS bei den verwendeten Elementtypen nicht möglich.

Mit jeder dieser Elementkombination wurde eine harmonische Antwortrechnung durchgeführt.

Als Referenz dient dabei die Kombination 1, welche laut ANSYS-Dokumentation für akustische Analysen anzustreben ist.

Tabelle 5.1: Untersuchte Elementgeometriekombinationen

Untersuchung		1	2	3	4	5	6	7	8
FLUID30		⊗	⊗			⊗	⊗		
				⊗	⊗			⊗	⊗
SHELL63		⊗		⊗					
			⊗		⊗				
SHELL99						⊗		⊗	
							⊗		⊗
			k.V.				k.V.		

k.V. = keine Vernetzung möglich

Response-Vergleich

Als Ergebnis wird der Druck in einer Ecke⁹ des Würfels nach einer harmonischen Antwortrechnung ausgewertet.

Zur Bestimmung der notwendigen Netzfeinheit werden die Amplitudengänge der Analysen mit unterschiedlichen Elementgrößen übereinander gelegt. Die Frequenz, ab der sich die Amplitudengänge unterscheiden ist die, welche die maximal sinnvolle Frequenz für diese Elementgröße darstellt. Die zu dieser Frequenz gehörige Wellenlänge geteilt durch die verwendete Elementgröße ergibt den Vernetzungsparameter n („ n Elemente pro Wellenlänge“).

Die notwendige Netzfeinheit hängt in erster Linie von der Wellenlänge der zu untersuchenden Schwingung ab. Es werden n Elemente der Kantenlänge l_e benötigt, um eine Welle mit der Wellenlänge λ gerade noch ausreichend genau darstellen zu können.

$$\lambda = l_e \cdot n \quad (5.52)$$

Werden nun mit zwei verschiedenen Netzfeinheiten Analysen durchgeführt, ist festzustellen, daß ab einer bestimmten (Grenz-)Frequenz f_g die Ergebnisse voneinander abweichen. D.h. bis zu dieser Frequenz ist auch das gröbere Netz fein genug, um

⁹Der Ort dieses Knotens ändert sich bei Variation der Vernetzung nicht!

die Wellen darzustellen. Die Wellenlänge bei dieser Frequenz ist, abhängig von der Schallgeschwindigkeit c , gegeben durch

$$\lambda_g = \frac{c}{f_g} \quad (5.53)$$

Setzt man λ und λ_g gleich, erhält man den frequenzabhängigen Vernetzungsparameter n

$$n = \frac{c}{f_g \cdot l_e} \quad (5.54)$$

Bei Luft mit $c \approx 333 \frac{m}{s}$ und $f_{max} = 1 kHz$ ergibt sich z.B. eine Wellenlänge von $0,33 m$. Nach [Her97] gilt die Daumenregel „12 Elemente pro Wellenlänge“ um die Welle mit ausreichender Genauigkeit darzustellen. Daraus folgt beispielsweise eine Elementkantenlänge von höchstens $0,02775 m$ bei Analysen bis $1 kHz$.

In Abbildung 5.11 sind jeweils die Druckantworten eines Netzes mit $0,025 m$ Elementkantenlänge im Vergleich zu Netzen mit $0,05 m$, $0,075 m$, $0,1 m$ und $0,15 m$ dargestellt. Die Grenzfrequenz f_g mit $n = 12$ entsprechend der „Daumenregel“ berechnet sich entsprechend aus den Elementgrößen zu

$$f_g = \frac{c}{n \cdot l_e} = \frac{333}{12 \cdot l_e}. \quad (5.55)$$

Diese ist für das jeweilige gröbere Netz jeweils zusätzlich eingetragen. Ab dieser Grenzfrequenz, bzw. z.T. schon etwas früher zeigt sich, daß die Antworten von denen des feinen Netzes abweichen.

In Abbildung 5.12 sind die Antworten der verschiedenen Kombinationen mit einer Elementkantenlänge von $0,05 m$ jeweils gegenüber der Variation 1 übereinander geplottet, ebenso wie die Differenz dieser Antworten. Man erkennt, daß die Antworten ab einer Frequenz f_g divergieren. Diese Grenzfrequenz wurde durch in Augenscheinnahme in Anlehnung an Abbildung 5.11 bestimmt. Daraus folgt, daß für eine Modellierung die in Abbildung 5.12 angegebene Anzahl von Elementen pro Wellenlänge verwendet werden sollte.

Es zeigt sich, daß Tetraeder-Elemente zur Vernetzung der Cavity in Verbindung mit Plattenelementen mit linearer Ansatzfunktion genutzt werden können, wenn die Anzahl der Elemente pro Wellenlänge von 12 auf 17-19 gesteigert wird. Verwendet man hingegen nichtlineare (Composite-) Plattenelemente, so muß die Anzahl weiter auf 26-33 Elemente pro Wellenlänge erhöht werden.

Konsequenzen

Es empfiehlt sich nach den Untersuchungen der letzten Kapitel bei gekoppelten akustischen Analysen mit CFK-Bauteilen, die Steifigkeiten des Laminates extern zu berechnen und diese Daten in Schalenelemente mit linearer Ansatzfunktion einzugeben, um die Elementanzahl nicht explodieren zu lassen. (In die Elementanzahl eines 3D-Modells geht n mit der Potenz 3 ein!)

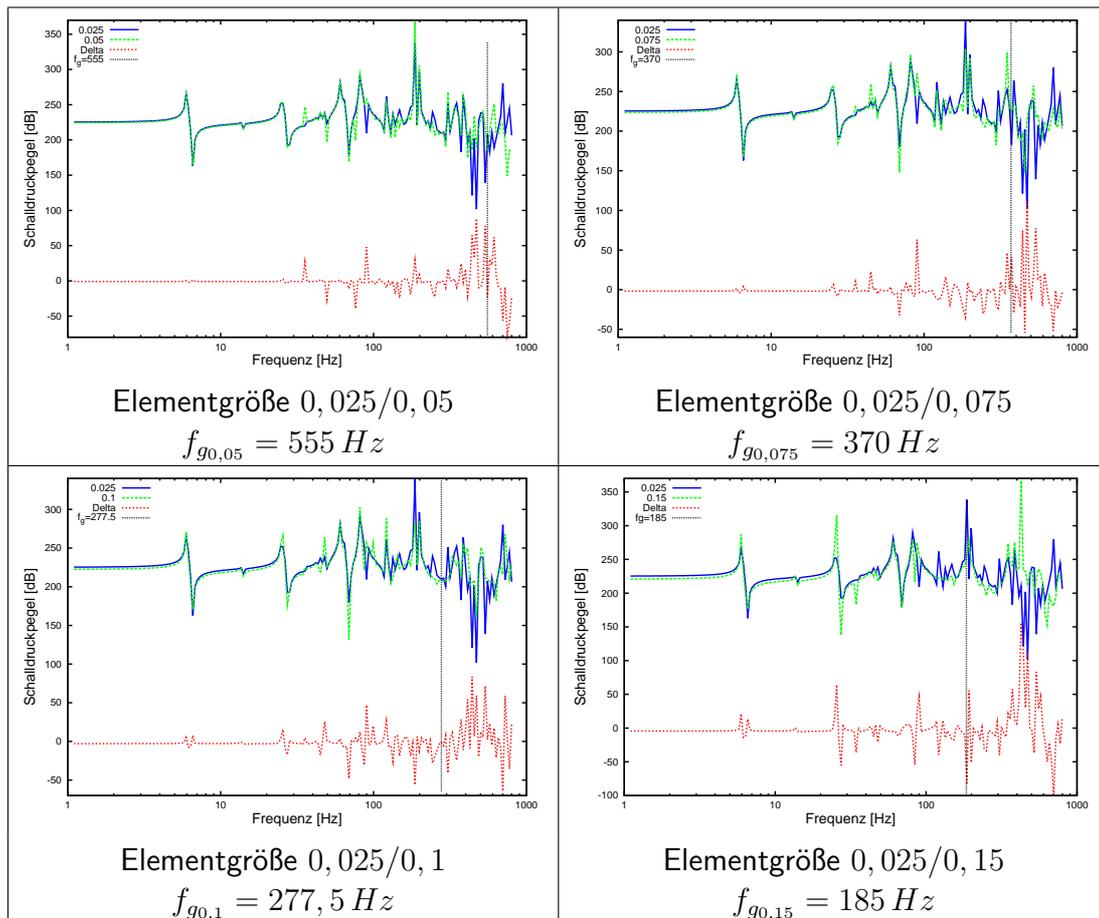


Abbildung 5.11: Vergleich der Druckantwort in einer Ecke des Würfels bei unterschiedlichen Netzfeinheiten (f_g aus der Elementgröße bestimmt)

Bei nicht quasiisotropen/homogenen Lagenaufbau ist es dazu sinnvoll jedes Element an gleicher Stelle zu verdoppeln, wobei ein Exemplar ausschließlich reine Membran- (EA), das andere ausschließlich reine Biegesteifigkeit (EI) besitzt, die mit entsprechenden E-Moduli und Dicken nach den Vorgaben aus der CLT nachgebildet werden können.

Das Aufstellen der FE-Gesamsteifigkeitsmatrix wird dadurch etwas aufwendiger, da sich die Knotenanzahl dadurch jedoch nicht vergrößert, hat diese Modellierung keinen Einfluß auf die Dauer des eigentlichen Lösungsprozesses.

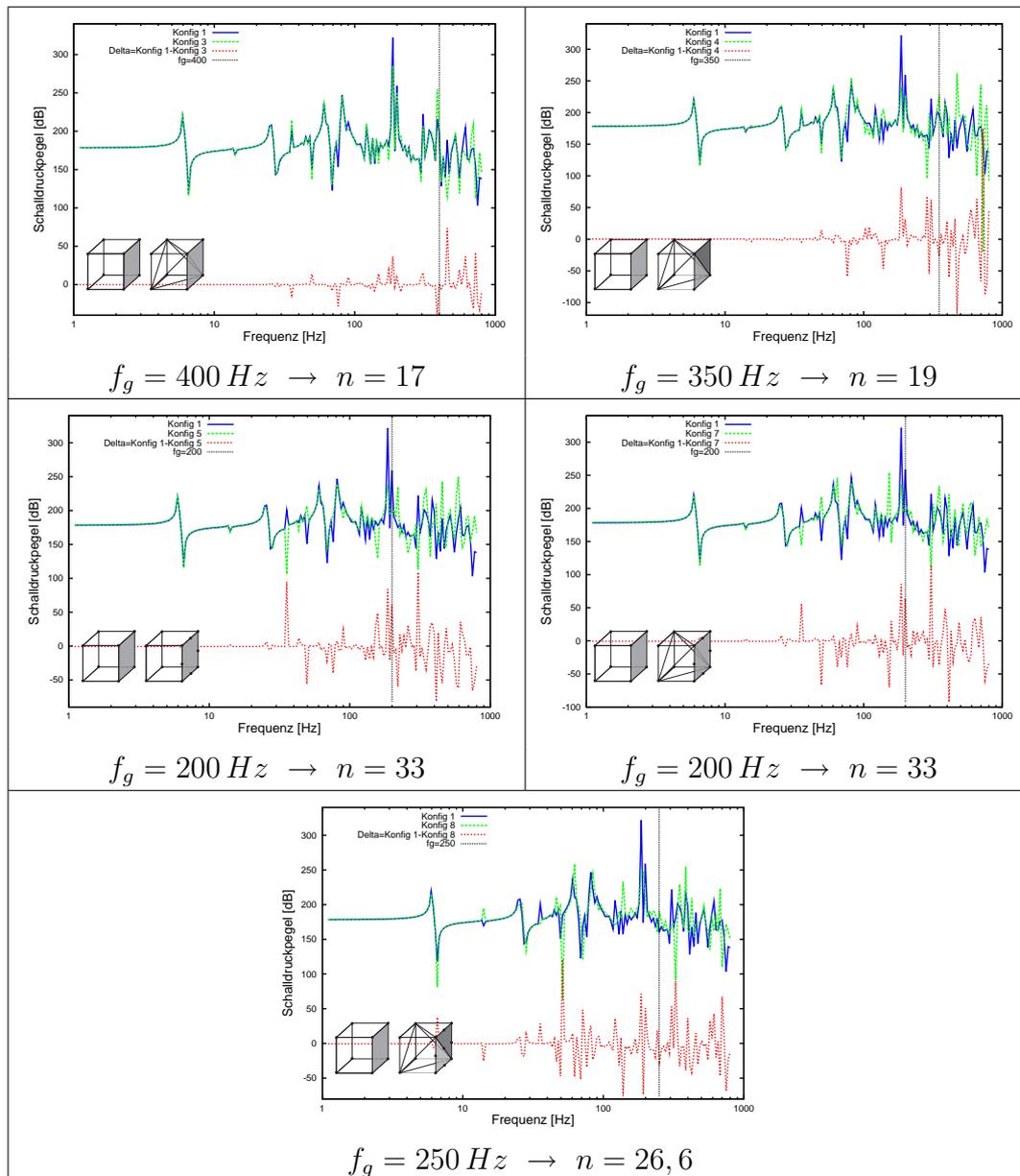


Abbildung 5.12: Vergleich der Druckantwort in einer Ecke des Würfels bei unterschiedlichen Konfigurationen jeweils im Vergleich zu Konfiguration 1 (Elementgröße überall $0,05 \text{ m}$)

5.4 Boundary-Element Methode (BEM)

Wellenausbreitungsprobleme in Bereichen mit unendlicher Ausdehnung lassen sich am besten mit der Randelementmethode (BEM) berechnen. Besteht das System aus Bereichen mit sowohl endlicher (Struktur, geschlossener Innenraum), wie auch unendlicher Ausdehnung (äußerer Abstrahlbereich), so empfehlen sich Verfahren, bei denen die Methode der finiten Elemente mit der Randelementmethode gekoppelt wird. Die Randelementmethode selbst ist weit verbreitet und findet bei einer Vielzahl von Problemstellungen Anwendung, etwa bei potentialtheoretischen Problemen, in der Elastostatik und -dynamik, in der Bruchmechanik, der Strömungsmechanik u.s.w.

Im Gegensatz zu den Matrizen der Methode der finiten Elemente sind diejenigen der Randelementmethode im allgemeinen nichtsymmetrisch und voll besetzt. Die Dimension des zu diskretisierenden Bereichs ist jedoch um Eins niedriger als bei der FEM, da nur die Ränder zu diskretisieren sind. Symmetrische Matrizen ergeben sich, wenn die Diskretisierung mittels eines Variationsprinzips durchgeführt wird [Hac89].

Da in dieser Arbeit im Wesentlichen der Schalldurchgang durch die Außenwand sowie das Verhalten im Innenraum behandelt wird, kommt die Randelementmethode hier nicht zur Anwendung. Für den Sonderfall des Abstrahlverhalten einer ebenen Platte in den dahinterliegenden unendlichen Raum wird in Kapitel 6.3.2 ein einfaches analytisches Verfahren zur verwendet.

5.5 Statistische Energie Analyse (SEA)

Die Vibro-Akustik befaßt sich mit Lärm- und Schwingungs-**Wellenfeldern (wave-fields)**, die in einem komplexen Fluid- oder Struktursystem existieren können. Bei niedrigen Frequenzen ist die vibro-akustische Antwort von finiten Strukturen durch lange, stehende Wellenfelder, auch **Moden (modes)** genannt, dominiert. Deterministische Ansätze, wie die FEM-Analyse versuchen jeden Mode einzeln zu beschreiben und lösen dabei die zugehörigen Variationen der Antwort über Raum und Zeit. Jedoch umfassen übliche vibro-akustische Probleme eine sehr große Anzahl von Moden über einen breiten Frequenzbereich. Bei hohen Frequenzen (kurzen Wellenlängen) wird es zum einen sehr (rechenzeit-) aufwendig diese Moden zu berechnen und zum anderen haben ungewisse physikalische Systemdetails einen großen Einfluß auf das Ergebnis. Desweiteren sind viele Prozesse, die Lärm und Schwingungen anregen, statistischer oder zufälliger Natur.

Für akustische Untersuchungen an Flugzeugrümpfen, vor allem in höheren Frequenzbereichen bietet sich die SEA-Analyse an, da bei FE-Modellen durch die geometrische Größe eines Rumpfes schon bei relativ niedrigen Frequenzen die Anzahl der Elemente zu groß wird.

5.5.1 SEA Grundlagen

SEA geht diese Herausforderung durch einen statistischen Ansatz an. Das System wird durch ein Ensemble von ähnlichen Systemen zusammengesetzt, die statistisch beschriebene Variationen ihrer Eigenschaften aufweisen. Das System ist in kleinere **Teilsysteme (subsystems)** unterteilt, welche miteinander gekoppelt sind. Jedes Teilsystem beschreibt ein strukturelles oder akustisches Gebiet im Raum. Die Mathematik des deterministischen Ansatzes wird dann vereinfacht mit:

- Ensemble-Mittelung
- Zeitmittelung, unter Annahme einer stationären Anregung
- Räumliche Mittelung über jedes Teilsystem
- Frequenzband-Mittelung

Das physikalische System wird durch ein einfaches lineares, gekoppeltes Gleichungssystem repräsentiert, welches die Leistungsbilanz jedes Teilsystems beschreibt. Innerhalb jedes Frequenzbandes kommt Energiespeicherung und Dissipation durch Resonanzschwingungen vor. Der Energiefluß zwischen gekoppelten Teilsystemen wird als proportional zu der Differenz der modalen Energien in den Teilsystemen angenommen; die dissipierte Leistung innerhalb eines Teilsystems wird als proportional zu der Energie des Teilsystems angenommen.

Es können in jedem Teilsystem mehrere Arten von Wellentypen existieren. Zum Beispiel können sich in einem Balken Biege-, Längsdehnungs- und Torsionswellen ausbreiten. Für jedes dieser ausgeprägten Wellenfelder wird für alle Moden eines Teilsystems, welche ihre Eigenfrequenzen innerhalb des betrachteten Frequenzbandes haben, angenommen, daß sie die gleiche gemittelte Energie beinhalten. Die gemittelten strukturellen oder akustischen Eigenschaften des Teilsystems werden durch die Verteilung ihrer Moden bestimmt. Folglich stellt die Energie eines jeden Wellenfeldes für jedes Frequenz-Band einen Freiheitsgrad dar, was zu einer deutlichen Reduktion des rechnerischen Aufwandes im Vergleich zum deterministischen Ansatz führt. SEA betrachtet den Energietransfer über lokale Mode-Gruppen; es werden keine „globalen“ Moden betrachtet, die sich über mehrere Teilsysteme erstrecken was möglich ist, wenn die Wellenlänge hinreichend klein gegenüber den Abmessungen des Teilsystems ist. Eine andere Beschränkung ist die, daß mit abnehmender Anzahl von Moden in einem Band die Ungenauigkeiten in den statistischen Annahmen zunehmen. Aus diesen Gründen sind andere Methoden besser geeignet, wenn der Hauptanteil des Energietransfers innerhalb eines Systems im unteren Frequenzbereich stattfindet und nur wenige Moden beinhaltet. Die Beschränkung am oberen Ende des Frequenzbereiches ist die, daß die Beschreibungen des Systems mit dünnen Platten und Balken ungenau wird, wenn die Wellenlängen in den Bereich der Querschnittsabmessungen der Teilsysteme kommen.

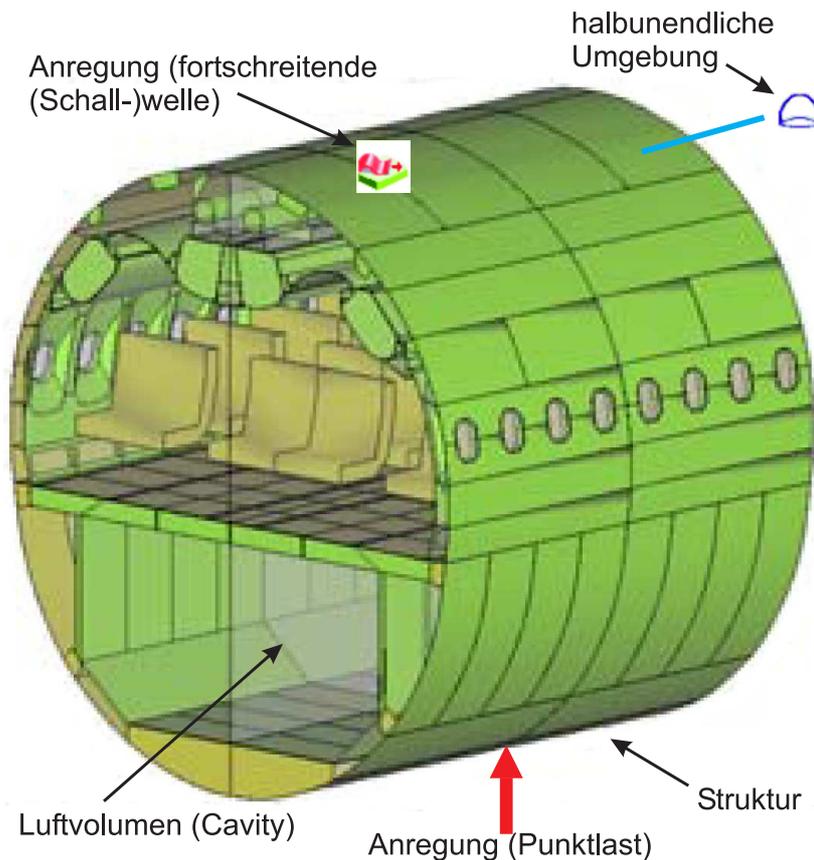


Abbildung 5.13: Typisches Modell mit strukturellen- und akustischen Teilsystemen (nach [ESI08])

5.5.2 Begriffe

Weitere SEA-Begriffe werden hier kurz eingeführt:

Wellenzahl (wavenumber) – Die „Ortsfrequenz“ einer Welle, die durch

$$k = \frac{2\pi}{\lambda}$$

definiert ist, wobei λ die Wellenlänge ist.

Modale Dichte (modal density) – die mittlere Anzahl der Eigenfrequenzen pro Einheitsfrequenz in einem gegebenen Teilsystem, Wellenfeld und Frequenzband

Verbindung (junction) – Kopplungsgrenze (Punkt/Fläche/Linie) zwischen Teilsystemen

Kopplungs-Verlustfaktor (coupling loss factor - CLF) – Parameter, der die Leistungsübertragung über eine Verbindung beschreibt

Dämpfungs-Verlustfaktor (damping loss factor - DLF) – Parameter, der die Leistungsdissipation in einem Wellenfeld eines Teilsystems aufgrund von Dämpfungsmechanismen beschreibt

wiederhallend (reverberant) – Ein Wellenfeld, in dem sich viele reflektierte Wellen aus allen Richtungen überlagern, führt zu einem räumlich fast konstanten Energielevel

5.5.3 Zugrundeliegende Gleichungen

SEA basiert auf dem Gleichgewicht der Leistungsbilanz auf Teilsystemebene. Zur Verdeutlichung wird ein einfaches System, welches aus zwei einfachen Wellenfeld-Teilsystemen aufgebaut und in Abbildung 5.14 dargestellt ist betrachtet: Die Lei-

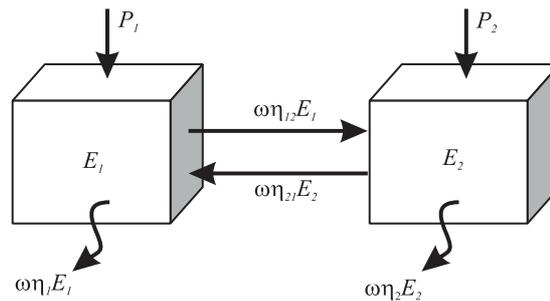


Abbildung 5.14: Einfaches FEA System

stungsbilanzgleichungen für dieses System lauten:

$$P_1 = \omega \eta_1 E_1 + \omega \eta_{12} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right) \quad (5.56a)$$

$$P_2 = \omega \eta_2 E_2 + \omega \eta_{21} n_2 \left(\frac{E_2}{n_2} - \frac{E_1}{n_1} \right) \quad (5.56b)$$

Dabei ist ω die mittlere Frequenz im betrachteten Frequenzband, P_i sind die zeitlich gemittelten Leistungszugänge aus aufgebrachten Anregungen, E_i , n_i , und η_i sind die Energie, die modale Dichte und der Dämpfungs-Verlustfaktor des i -ten Wellenfeldes, und η_{ij} ist der Kopplungs-Verlustfaktor vom i -ten Wellenfeld zum j -ten Wellenfeld.

Abbildung 5.14 zeigt, daß der Energiefluß zwischen den Teilsystemen proportional ist zu:

- der Differenz der Energieniveaus (E_i/n_i) der verbundenen Teilsysteme (Analog zur Temperaturdifferenz in der Wärmelehre)
- den Kopplungs-Verlustfaktoren (Analog zum Wärmetransportkoeffizienten in der Wärmelehre)
- der Frequenz

Für ein allgemeines System, welches aus k Teilsystem-Wellenfeldern zusammgebaut ist, können die Leistungsbilanzgleichungen für jede Frequenzbandmittelfrequenz ω in Matrixform geschrieben werden:

$$\omega \mathbf{C} \mathbf{E} = \mathbf{P} \quad (5.57)$$

wobei \mathbf{C} die $(k \times k)$ Verlustfaktoren Matrix, \mathbf{E} der $(k \times 1)$ Vektor der unbekanntenen Wellenfeldenergien und \mathbf{P} der $(k \times 1)$ Vektor der aufgebrauchten Eingangsleistungen sind. *Alle diese Terme sind typischerweise frequenzabhängig.* Das obige Beispiel mit $k = 2$ lautet dann ausgeschrieben:

$$\omega \begin{bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{12} \frac{n_1}{n_2} \\ -\eta_{21} \frac{n_2}{n_1} & \eta_2 + \eta_{21} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} E_1 \\ E_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{Bmatrix} \quad (5.58)$$

Der SEA Lösungsprozess besteht aus dem Aufbauen und Lösen der Leistungsbilanzgleichungen bei jeder Frequenzbandmittelfrequenz über den interessierenden Frequenzbereich.

5.5.4 Bestimmung der auftretenden Größen

Für gewöhnlich hängen die CLFs (η_{ij}) von den geometrischen Eigenschaften der Verbindung, den physikalischen Eigenschaften der verbundenen Teilsysteme und dem Einfallswinkel der übertragenen Wellen unter Beachtung der Verbindung ab.

Der übliche Weg um die CLFs analytisch zu berechnen ist der, die verbundenen Teilsysteme durch halb-unendliche Teilsysteme mit der gleichen Verbindungsgeometrie zu ersetzen. Dieser Ansatz ist gerechtfertigt, da die mittleren Eingangsimpedanzen von finiten Strukturen ähnlich den entsprechenden Impedanzen von halb-unendlichen Strukturen sind, wenn viele Moden angeregt werden. Es ist nicht nötig, Randbedingungen für unverbundene Ränder von Teilsystemen aufzustellen.

Strukturdämpfung kann auf verschiedene Arten auftreten: Materialdämpfung, Dämpfung in den Verbindungen und Dämpfung durch akustische Abstrahlung. Dämpfung eines akustischen Hohlraumes wird durch die Lärmabsorption seiner Wände charakterisiert. In der SEA beinhalten die Dämpfungsverlustfaktoren (η_i), welche im Allgemeinen auf empirischen Daten beruhen, bis auf die akustische Abstrahlung alle Formen der Dämpfung. Die akustische Abstrahlung wird durch den Leistungstransfer zwischen benachbarten Teilsystemen beschrieben. (Halbunendliche Umgebung)

Die gespeicherte Energie eines Wellenfeldes ist durch folgende Ausdrücke beschrieben:

$$E = \begin{cases} M \langle v^2 \rangle, & \text{Strukturelles Wellenfeld} \\ \frac{V \langle p^2 \rangle}{\rho c^2}, & \text{Akustisches Wellenfeld} \end{cases} \quad (5.59)$$

wobei M die Masse und V das Volumen des entsprechenden Teilsystems ist. $\langle v^2 \rangle$ bzw. $\langle p^2 \rangle$ beschreiben die räumlich quadratisch gemittelte Geschwindigkeit bzw. den räumlich quadratisch gemittelten akustischen Druck. ρ ist die Fluid-Dichte, c die Schallgeschwindigkeit im Fluid. Sind die Energien einmal für verschiedene Wellenfelder berechnet, so können die Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und Schalldruckpegel aus diesen Beziehungen abgeleitet werden.

6 Einfluss der Kernsteifigkeit von Doppelschalen/Sandwiches auf den Transmission-Loss

Anhand von verschiedenen Platten mit unterschiedlichen Kernmaterialien soll der Einfluß der Kernsteifigkeit auf den Transmission-Loss untersucht werden.

Um den Einfluß des Massegesetzes zu unterdrücken wurde bei den Materialaufbauten auf ein ähnliches Flächengewicht geachtet.

Da es um eine prinzipielle Untersuchung des Einflusses der Kernsteifigkeit geht, wurde als Deckschichten anstatt CFK das um Faktor 10 günstigere GFK gewählt. Die Ergebnisse lassen sich jedoch auch auf CFK-Deckschichten übertragen.

6.1 Untersuchte GFK-Sandwichpanels

Es wurden drei GFK-Panels mit verschiedenen Kernen, aber gleichen Deckschichten gefertigt und sowohl experimentell als auch rechnerisch untersucht. Die Größe betrug $1 \times 1 \text{ m}$, die Schnittkanten wurden nach dem Beschneiden nicht geschlossen.

- Panel 10: GFK - Hartschaum - GFK
Lagenaufbau: Je Deckschicht 2 Lagen Glasgewebe Köper 160 g/m^2 $0/90^\circ$, außen Abreißgewebe, Epoxid-Naßlaminat auf beschichteter Spanplatte, Absaugung im Vakuum, Aushärtung im Autoklav bei 50°
- Panel 11: GFK - Weichschaum - GFK
Lagenaufbau: Je Deckschicht 2 Lagen Glasgewebe Köper 160 g/m^2 $0/90^\circ$, außen Abreißgewebe, Epoxid-Naßlaminat auf beschichteter Spanplatte, Absaugung im Vakuum, Aushärtung im Autoklav bei 50°
- Panel 12: GFK - GFK - Hartschaum (GFK-GFK: GFK-Schicht mit der doppelten Dicke wie bei den anderen Panels)
Lagenaufbau: Deckschicht 4 Lagen Glasgewebe Köper 160 g/m^2 $0/90^\circ$, außen Abreißgewebe, Epoxid-Naßlaminat auf beschichteter Spanplatte, Absaugung im Vakuum auf Laminatseite, Aushärtung im Autoklav bei 50°

Verwendete Materialien:

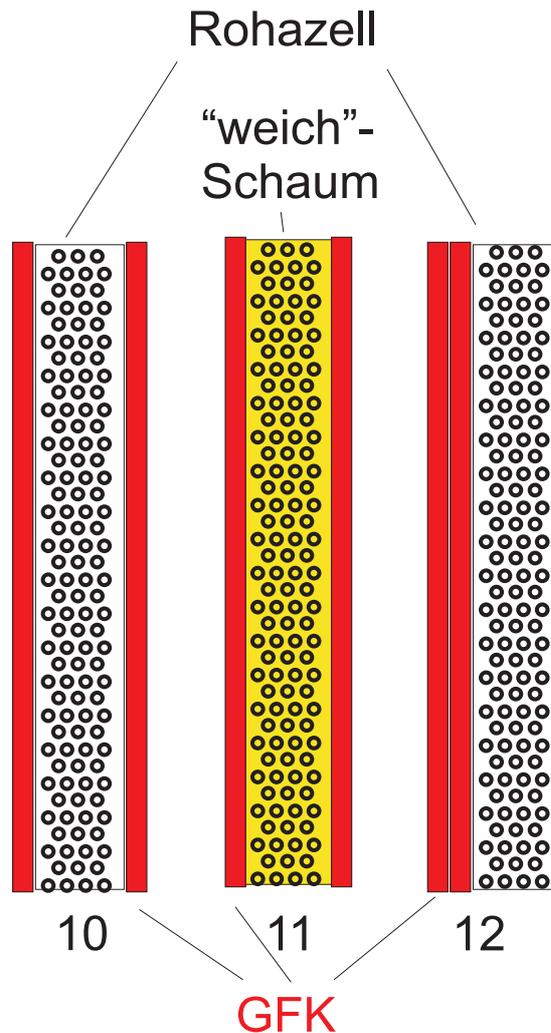


Abbildung 6.1: Aufbau der Paneele

- Epoxid-Harz: L20, Epoxid-Härter VE 3261 ¹
- Glas-Gewebe: 163 g/m^2 Körperbindung
- Kernmaterial:
 - Hartschaum: Rohacell 51A², Dicke: 5 mm
 - Weichschaum : Isodamp C-3002³, Dicke: $0,12''$ (ca. 3 mm)

6.2 Experimentelle Untersuchung der Platten

Zur Bestimmung der Koinzidenzfrequenzen wurden die Biegesteifigkeiten im Dreipunkt-Biegeversuch (s. Abb. 6.3) sowie die Massen der Platten bestimmt.

¹R&G Flüssigkunststoffe, www.r-g.de

²Röhm GmbH, www.roehm.com

³E-A-R Specialty Composites www.earsc.com

Dazu wurde die Gleichung für die Biegelinie für Balken aus der elementaren technischen Biegelehre verwendet:

$$f_m = \frac{F l^3}{48 EI} + \frac{5 q l^4}{384 EI} - \frac{q a^2 l^2}{9\sqrt{3}EI} \quad (6.1)$$

Dabei ist f_m die Durchsenkung in der Mitte, F die Kraft in der Mitte und q die Streckenlast durch das Eigengewicht. Die Stützweite ist mit l bezeichnet, der „Überhang“ mit a . (Siehe Abb. 6.2)

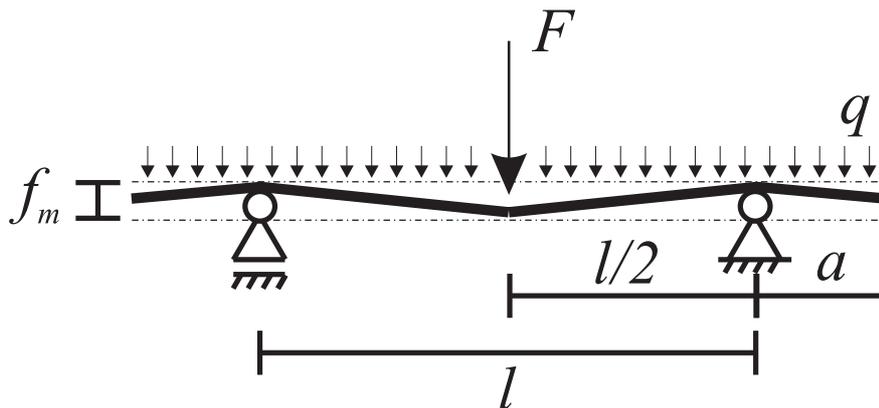


Abbildung 6.2: Definition der Größen beim Dreipunkt-Biegeversuch

Im Versuch wurden die Platten auf zwei Rohren gelagert und über ein geführtes Rohr in der Mitte wie in Abb. 6.3 zu sehen linienförmig mit unterschiedlichen Gewichten belastet. Aus der Differenz der Massen wurde die Differenzkraft ΔF berechnet. An zwei Meßpunkten an den Enden des Rohres der Lasteinleitung wurden mit Meßuhren die Differenzdurchsenkungen an beiden Seiten gemessen und per Mittelwertbildung die Differenzdurchsenkung Δf_m berechnet.

Mit der Formel

$$EI = \frac{\Delta F l^3}{48 \Delta f_m} \quad (6.2)$$

wurde dann die Biegesteifigkeit ermittelt. (Die konstanten Anteile aus der Flächenlast fallen bei der Differenzbildung heraus.)

Die Koinzidenzfrequenz f_g für einen Einfallswinkel von 90° wurde dann mit

$$f_g = \frac{1}{2\pi} c^2 \sqrt{\frac{m''}{B'}} \quad (6.3)$$

berechnet.

Neben den gefertigten GFK-Platten wurde die Steifigkeit und Koinzidenzfrequenz zur Kontrolle auch von einer 1 mm dicken Stahl-Referenzplatte bestimmt.

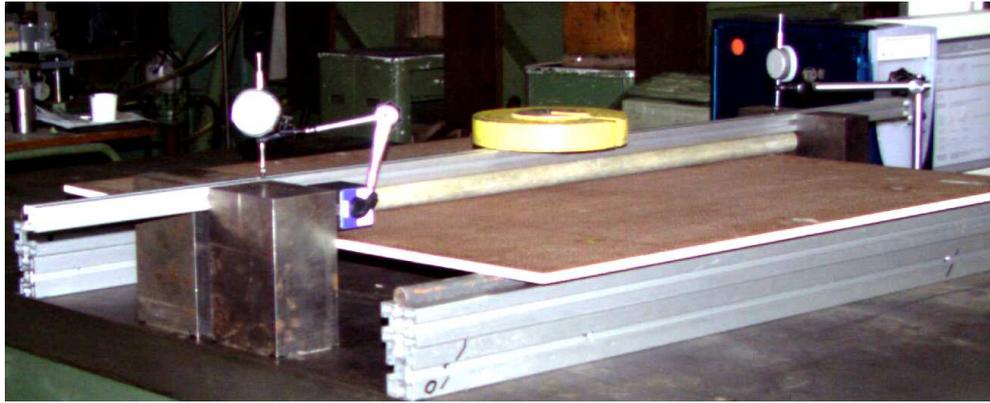


Abbildung 6.3: Dreipunkt-Biegeversuch

Tabelle 6.1: Gemessene Steifigkeiten und daraus berechnete Koinzidenzfrequenzen f_c der Paneele

Paneel	Steifigkeit B' [Nm]	Flächengewicht m'' [kg/m ²]	Koinzidenzfrequenz f_c [Hz]
10	193,24	1,47	1511
11	8,27	1,38	7076
12	3,12	1,18	10681
Stahl 1 mm	15,76	7,55	11995
Stahl theoretisch ^a	17,5	7,8	11571

^aLiteraturdaten: E-Modul=210 GPa, Dicke = 1 mm, Dichte=7800 kg/m³

Der TL wurde im Labor der EADS-Forschung, Ottobrunn b. München, gemessen. (Siehe Abbildung 3.13)

Der TL folgt, wie in Abb. 6.4 ersichtlich, bis zur jeweiligen Koinzidenzfrequenz (Tab. 6.1) dem Massengesetz. Ab dort ist, soweit die Koinzidenzfrequenz im Meßbereich lag, der Effekt des Einbruches des TL zu erkennen.

Beachtenswert ist, daß der weichere Kern entgegen dem Massegesetz bei leicht geringerer Masse gegenüber dem harten Kern über fast das gesamte Frequenzspektrum einen geringfügig höheren Transmission Loss aufweist. Da dies über das gesamte Spektrum der Fall ist, ist anzunehmen, daß dies hauptsächlich durch innere Dämpfung im Schaum und nicht durch die vermutete hochfrequente Entkopplung begründet ist.

6.3 Numerische Untersuchung des TL der Platten

In diesem Abschnitt werden die experimentell vermessenen Platten nachgebildet und der TL numerisch bestimmt. Dabei wird im Gegensatz zum Experiment nicht mit

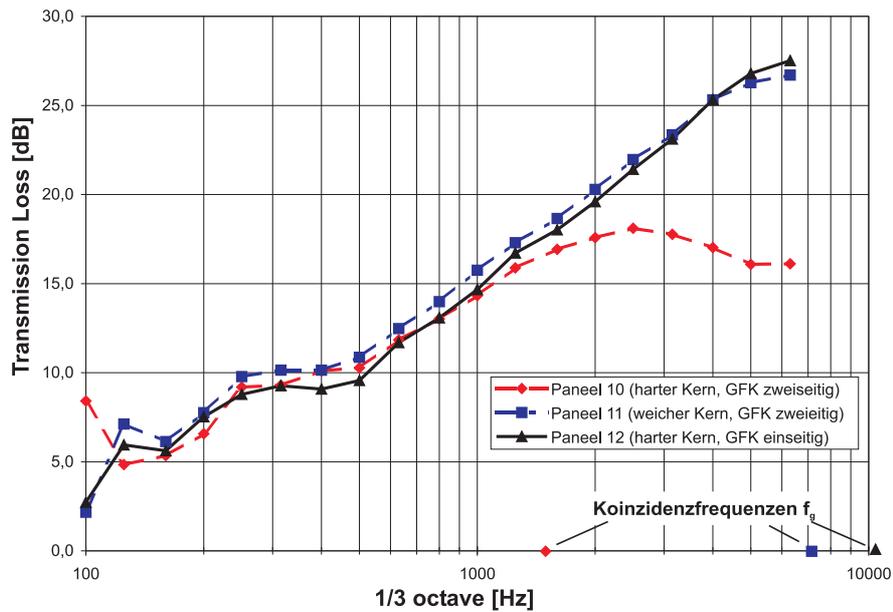


Abbildung 6.4: Ergebnis des TL-Experiment

einem diffusen Schallfeld angeregt, sondern der Einfachheit halber mit einer unter unterschiedlichen Winkeln einfallenden Welle. Dabei ist nach [Hen01] zu beachten, daß das Schalldämmmaß für ein diffuses Schallfeld gegenüber dem senkrechten Einfall um 3 dB reduziert ist.

Das Ergebnis wird letztendlich in Abbildung 6.10 dargestellt.

Der Transmission-Loss wird zunächst analytisch unter Berücksichtigung der Koinzidenzfrequenz berechnet.

Anschließend werden unterschiedliche FE-Modellierungen zur Bestimmung des TL vorgestellt und verglichen.

6.3.1 Analytisch / Massegesetz

Zu Vergleichszwecken wird der TL hier nach dem Massegesetz berechnet. Nach diesem beträgt das Schalldämmmaß R_φ in Abhängigkeit vom Einfallswinkel φ der Schallwelle und der Koinzidenzfrequenz f_c nach [Hen01]:

$$R_\varphi \approx 10 \log \left[\omega m \frac{\cos \varphi}{2\rho c} \left(1 - \left(\frac{f}{f_c} \right)^2 \right) \right]^2 \quad (6.4)$$

Dies ist für die drei betrachteten Panels in Abbildung 6.5 dargestellt. Bei einer Anregung mit einer auftreffenden Welle mit einem Winkel von $\varphi = 5^\circ$ (annähernd senkrechte Einfallrichtung – Koinzidenzfrequenz sehr hoch) ist kein Einfluß der Koinzidenz zu sehen. Die Kurven mit der Diffusen Anregung werden aus Überlagerung bzw. Mittelung der Kurven mit individuellem Einfallswinkel gewonnen. Hier ist im Be-

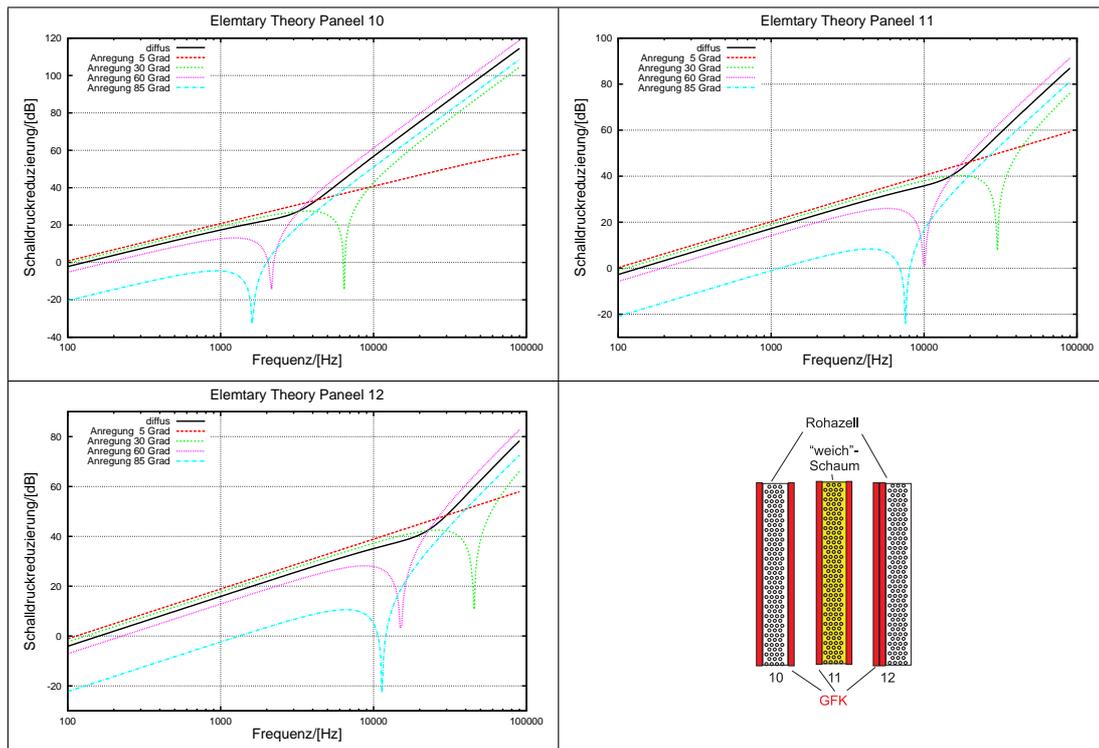


Abbildung 6.5: Schalldämmmaß der betrachteten Paneele bei unterschiedlichen Schallwelleneinfallswinkeln

reich der ersten Koinzidenzfrequenzen eine leichte Delle mit anschließendem stärkeren Anstieg zu beobachten.

Die Doppelwandresonanz (siehe Kapitel 3.7) ist in dieser Berechnung nicht enthalten.

6.3.2 FE-Modell

Die Panels 10, 11 und 12 wurden in ANSYS mit zwei verschiedenen Modellen berechnet:

- (1) mit Shell99-Elementen bestehend aus 3 Lagen Deckschicht/Kern/Deckschicht
- (2) mit einer Kombination aus Shell99 und Solid45-Elementen: Shell-Element/Solid-Element/Shell-Element.

Das erste Modell stellte die einfachste Art der Modellierung dar. Es ist aber im Gegensatz zum zweiten Modell nicht in der Lage, bei einem weichen Kern das voneinander „unabhängige“ (nur durch den Kern gekoppeltes) Schwingen der beiden Deckhäute darzustellen, da nur ein Knoten über die Dicke existiert.

Die für beide Modelle verwendeten Materialeigenschaften wurden so gewählt, daß die gemessenen Biegesteifigkeiten und Massen simuliert wurden. (s. Tabelle 6.2)

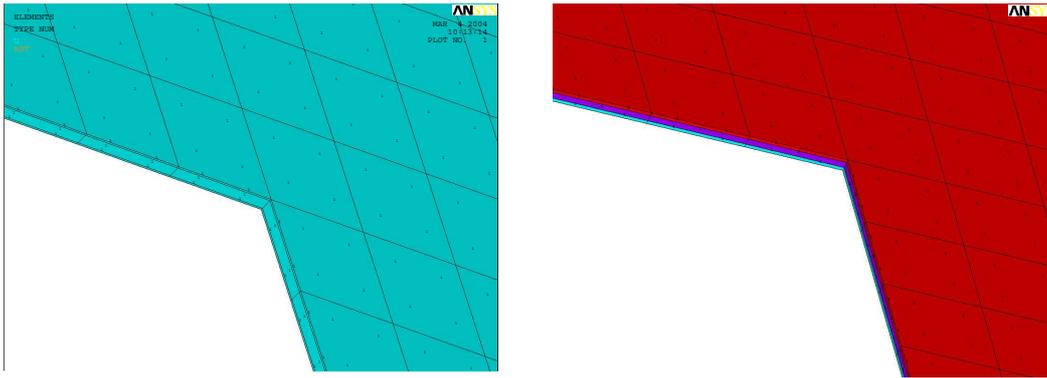


Abbildung 6.6: Modell mit SHELL99-Elementen bzw. mit SOLID45-Elementen zwischen zwei SHELL99-Elementen

Tabelle 6.2: Generische Materialdaten in SI-Einheiten

	Paneel	10	11	12
Deckhaut	Bezeichnung	Glas 10	Glas 11	Glas 12
	Mat. Nr.	2	6	7
	Dichte	1500	2070	2800
	E-Modul	2,9980E+10	7,9600E+09	5,9700E+09
Kern	Bezeichnung	Rohazell 51 10	EAR 11	Rohazell 51 12
	Mat. Nr.	3	5	4
	Dichte	52	103	160
	E-Modul	7,0000E+07	8,0000E+03	4,0000E+07
Dicke	1.Lage	4,00E-04	2,70E-04	0
Dicke	Kern	5,26E-03	2,50E-03	2,80E-03
Dicke	3.Lage	4,00E-04	2,70E-04	2,60E-04
	Gewicht	1,47	1,38	1,18
	EI	193,25	8,27	3,12

Die Platte ist allseitig fest eingespannt.

Als Anregung wurde zunächst auf der gesamten Fläche der Anregungsseite ein Druck mit der Amplitude von 1 Pa aufgebracht. (Entspricht einem Einfallswinkel einer Schallwelle von 0° .)

Für andere Einfallswinkel ($5/45/85^\circ$) wurde der Druck wie in Kapitel 5.3.8 dargestellt aufgebracht. Die Druckamplitude betrug hier ebenfalls 1 Pa .

Über den vorgegebenen Frequenzbereich $f_i = 10 \dots 9000$ wurde dann eine harmonische Antwortrechnung durchgeführt.

Bei jeder Frequenz wird aus den Verschiebungen U an jedem Knoten, und damit den Geschwindigkeiten $v = U \cdot f_i$, der abgestrahlte Lärm als Druck in einer Ebene $0,1 \text{ m}$ hinter der Platte berechnet. (Siehe Abb. 6.7 und 6.8)

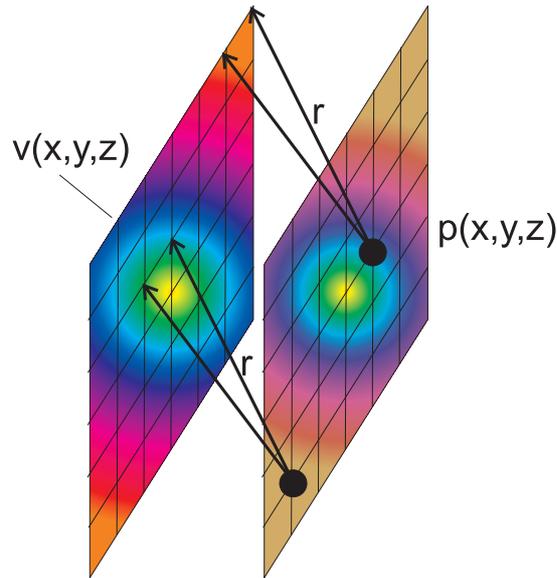


Abbildung 6.7: Bestimmung der Druckverteilung an einer Ebene (rechts) 10 cm hinter der Platte mit bekannter Geschwindigkeitsverteilung (links)

Dazu wird die Platte als ebener Strahler in einer schallharten Wand betrachtet, der in einen unendlichen Raum abstrahlt. Dazu wird folgende Formel [Hec94, Gl. 1(37)] verwendet:

$$p(x, y, z, \omega) = \frac{j\omega\rho}{2\pi} \int v_s(\omega) \frac{e^{-jkr}}{r} dS \quad (6.5)$$

Dabei sind r der Abstand vom jeweiligen Flächenelement dS zu einem Aufpunkt in der Betrachtungsebene, $k = \omega/c$, $c = 333 \text{ m/s}$ die Schallgeschwindigkeit, $\rho = 1,21 \text{ kg/m}^3$ die Dichte der Luft.

Über diese Empfangsebene wird der abgestrahlte Druck gemittelt. Über den Abstand dieser Empfangsebene zur Platte lassen sich natürlich die absolut-Werte des Transmission-Losses beeinflussen.

Der Transmission-Loss der Platte ergibt sich dann zu

$$TL = L_i = 10 \log \frac{\bar{p}_e}{\bar{p}} = 10 \log \frac{2 \cdot \bar{p}_a}{\bar{p}} \quad (6.6)$$

Wobei \bar{p}_e die gemittelte Druckamplitude einer einfallenden Welle und \bar{p} der gemittelte abgestrahlte Druck ist. Bei einem Impedanzverhältnis von Z_{Luft} zu Z_{Platte} in der Größenordnung von $1 : 10^4$ (harte Wand) wird etwa die Hälfte der einfallenden Wellenenergie reflektiert, die andere Hälfte als \bar{p}_a absorbiert.

Die absorbierte Druckamplitude \bar{p}_a entspricht allgemein der direkt auf die Platte aufgebrauchten Druckanregung im FE-Modell:

$$\bar{p}_a = \frac{1}{A} \int_A |p| dA \quad (6.7)$$

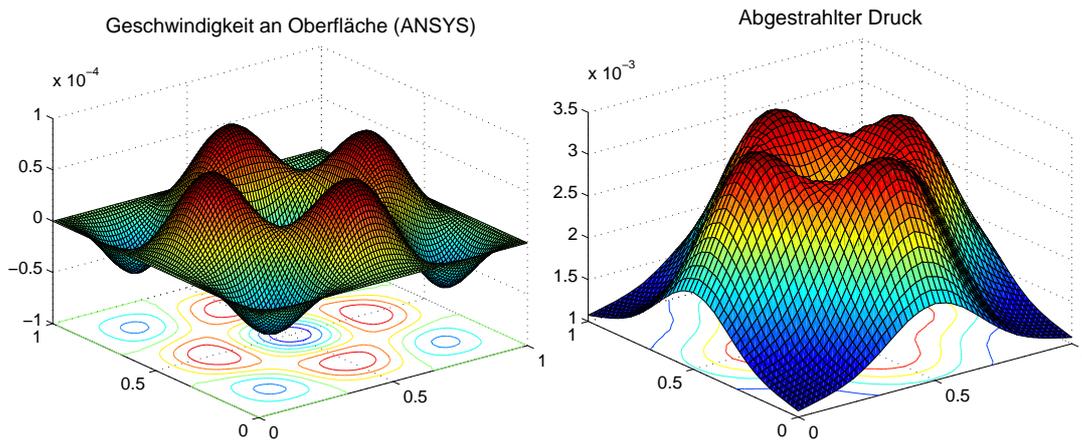


Abbildung 6.8: Beispielhafte Geschwindigkeitsverteilung auf einer Platte und daraus resultierende Druckverteilung an einer Ebene 10 cm hinter der Platte

Bei einer gerade unter 0° einfallenden Schallwelle ist in diesem Modell $\bar{p}_a = 1 \text{ Pa}$. Bei schräg einfallenden Schallwellen herrscht unterschiedlicher Druck über die Fläche nach Gleichung (5.50) vor. Die absorbierte Druckamplitude entspricht dann

$$\bar{p}_a = \int_0^1 \left| 1 \cdot \sin \left(\frac{2\pi f \sin(\varphi)}{c_0} \cdot y \right) \right| dy \quad (6.8)$$

Der Transmission-Loss über den Frequenzbereich kann sowohl schmalbandig als auch terzgemittelt (s.u.) dargestellt werden.

Zur Bestimmung des bewerteten Schalldämmmaßes wird zunächst innerhalb der Terzbänder nach der Formel [Hec94, Gl. 2(17)]

$$L_m = 10 \log \left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N 10^{(L_i/10)} \right) \quad (6.9)$$

das Schalldämmmaß gemittelt. Anschließend wird daraus gemäß dem in DIN EN ISO 717-1 beschriebenen Verfahren das bewertete Schalldämmmaß R_w bestimmt.

Die Berechnung wurde mit beiden oben beschriebenen Modellen durchgeführt. Der berechnete Transmission-Loss ist in Abb. 6.9 dargestellt.

Die Resonanzfrequenz f_R für eine Doppelwand (siehe auch Kapitel 3.7 – Panel 11 verhält sich durch den weichen Kern ähnlich einer solchen – läßt sich nach [Hen01] bestimmen zu

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot A}{d_{\text{Kern}} \cdot M_{\text{Deckschicht}}}} \quad (6.10)$$

Für Panel 11 ergibt sich mit den Daten aus Tabelle 6.2 eine (Doppelwand-)Resonanzfrequenz von $f_R = 539 \text{ Hz}$ bei der der Transmission-Loss einbricht. Für Panel 10 liegt diese oberhalb des betrachteten Frequenzbereiches. Dies bestätigt sich in Abbildung 6.9, wo bei dieser Frequenz ein entsprechender Einbruch des TL bei Modellierung mit

Volumenelementen sichtbar ist. Bei Modellierung mit Schalenelementen kann diese Schwingung nicht dargestellt werden, somit fehlt dann auch dieser Einbruch.

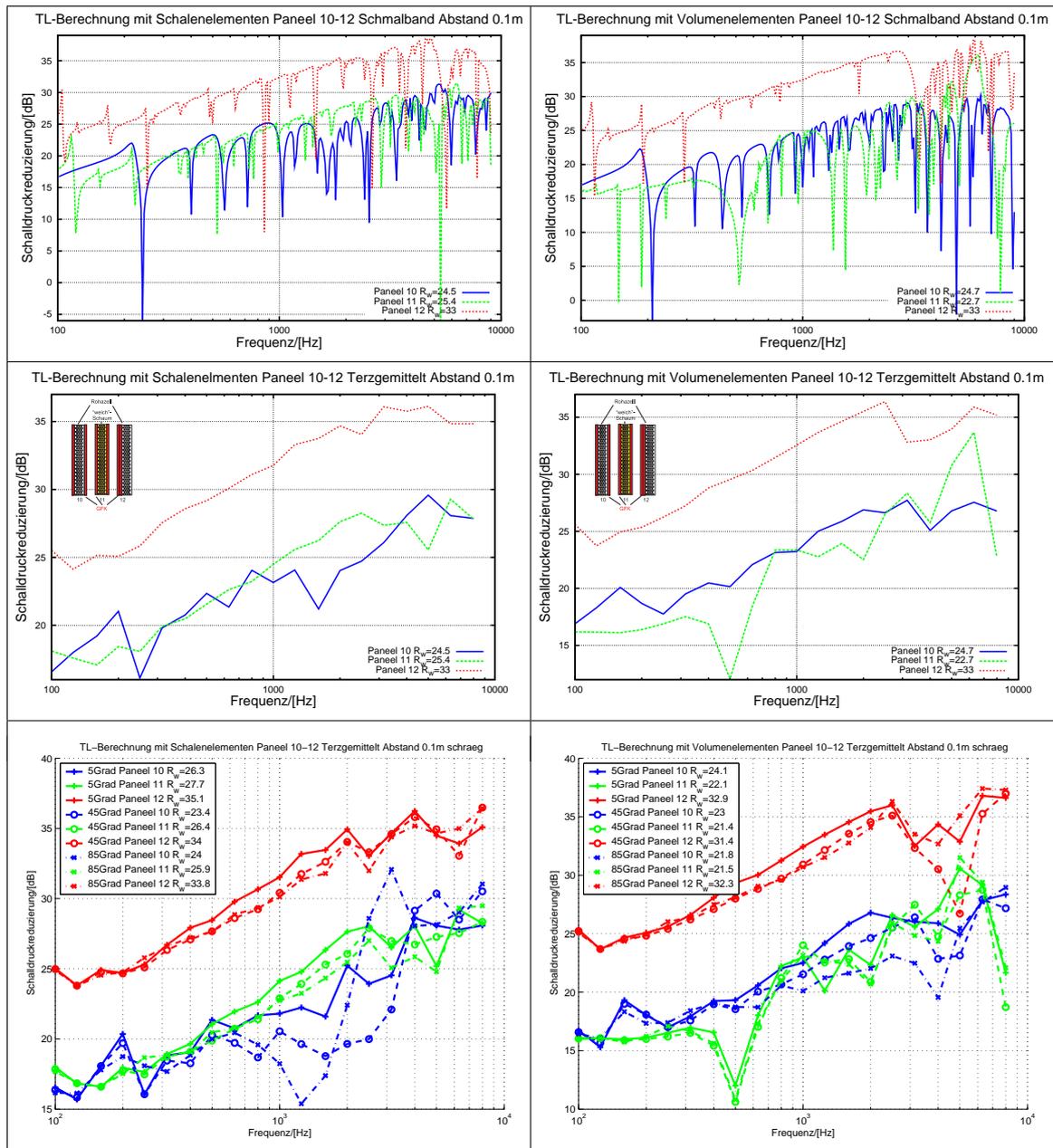


Abbildung 6.9: Transmission-Loss der Paneele 10-11 bei Modellierung mit Shell (links) bzw. mit Volumen-Elementen (rechts). Oben schmalbandig, mitte und unten terzgemittelt dargestellt.

6.4 Vergleich Messung und Berechnung

In Abbildung 6.10 sind für jedes der betrachteten Paneele die in den letzten Kapiteln durchgeführten Berechnungen/Messungen dargestellt:

- Theorie nach dem Massegesetz $5/85^\circ$ Einfallswinkel
- FEM-Modellierung mit Schalenelementen $5/85^\circ$ Einfallswinkel
- FEM-Modellierung mit Volumenelementen $5/85^\circ$ Einfallswinkel
- Messung des Schalldurchgangs im Experiment, diffuse Anregung

Zunächst fällt auf, daß die Messung mit der Theorie nach dem Massegesetz relativ gut übereinstimmt, wenn auch der Einfluß der Koinzidenzresonanz durch die diffuse Anregung bei der Messung nicht so stark auffällt, wie der Einbruch bei großen Einfallswinkeln in der Theorie.

Auch die FE-Berechnungen stimmen bis auf einen (beliebigen) Offset (abhängig von der Position der Auswerteebene) im großen und ganzen mit der Messung überein. Der TL-Einbruch bei der Doppelwandresonanzfrequenz f_R wird bei der FE-Berechnung von Panel 11 mit Volumenelementen am deutlichsten sichtbar. In der theoretischen Berechnung ist dieser nicht berücksichtigt, in der Messung, vor allem durch die starke Dämpfungseigenschaft des verwendeten Weichschaumes, kaum zu erkennen.

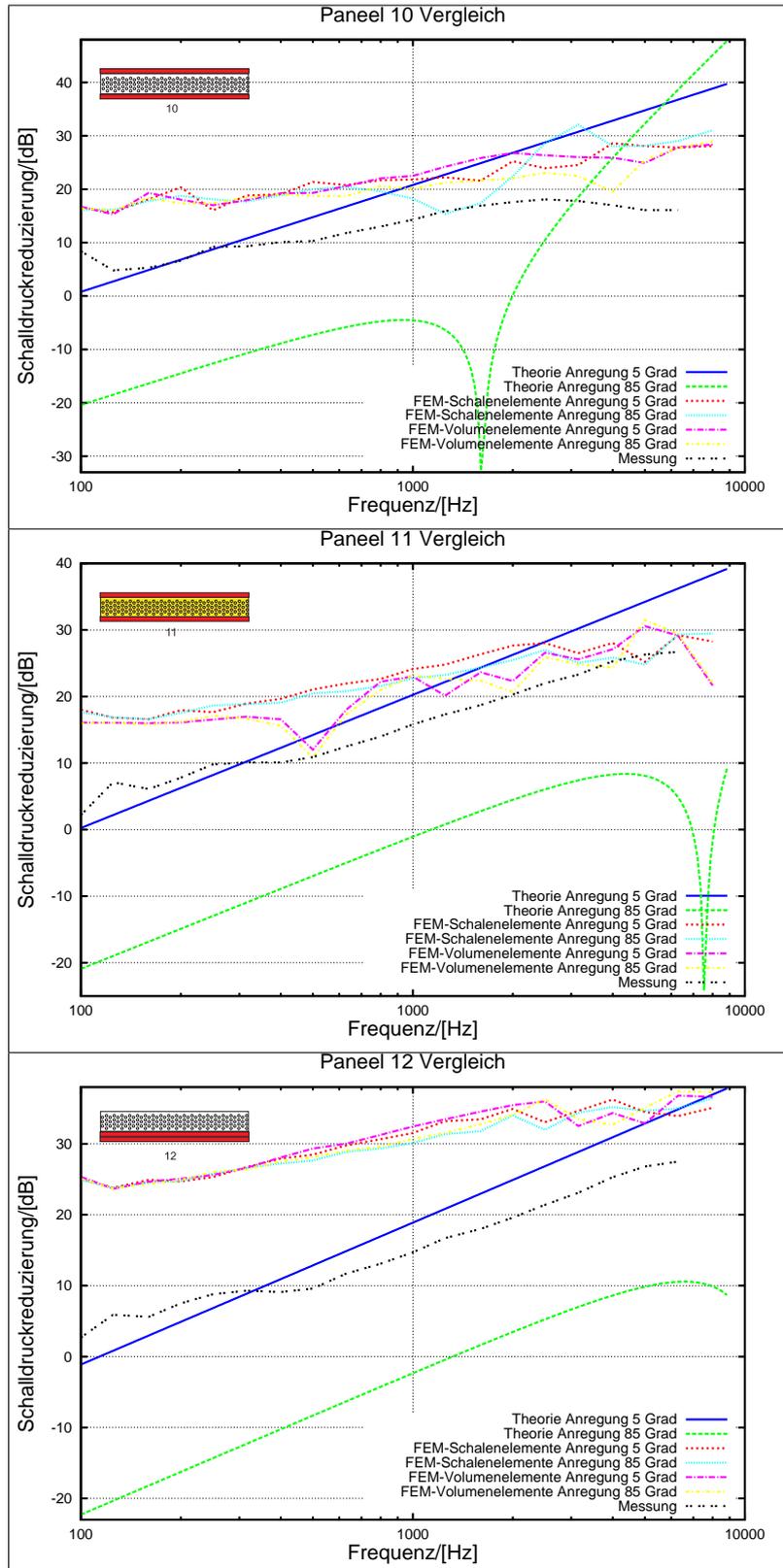


Abbildung 6.10: Vergleich der Schalldämmmaße für unterschiedliche Modellierungen/Messungen für die betrachteten Panels

7 Zusammenfassung

CFK-Werkstoffe bieten ein großes Potential beim Einsatz als primärer Werkstoff in Flugzeugrümpfen sowohl in Hinsicht auf Gewichtseinsparung als auch in Bezug auf die Fertigungs- und Wartungskosten.

Dabei sind jedoch die vielfältigen Anforderungen an einen Flugzeugrumpf zu berücksichtigen, wobei gerade die Impactempfindlichkeit von Kohlefaserlaminaten nicht die ansonsten leichtest mögliche Lösung ermöglicht. Wird jedoch ein Teil der möglichen Gewichtseinsparung in z.B. dickere Häute investiert, hat dies sowohl für die Impactsicherheit als auch für viele andere Kriterien Vorteile. Impactresistentere Materialien oder Materialkombinationen können helfen, das mechanische Potential von CFK-Werkstoffen an sich besser auszunutzen. Zu nennen wären hier Aramid-/PBO-Fasern, die jedoch nur eine geringe Druckfestigkeit haben oder das Aufbringen von metallischen Schutzschichten. Gerade letztere Alternative kann jedoch erst dann attraktiv werden, wenn Klebprozesse etabliert werden, die diese Schutzschichten in der Auslegung als strukturell mittragend betrachtbar machen. Zudem versprechen Verstärkungen, die in z-Richtung in Lamine eingebracht werden, das Delaminationsverhalten nach Impacts positiv zu beeinflussen.

Prinzipiell sind sowohl von der Fertigungsstrategie als auch vom Wandaufbau verschiedenste Konzepte möglich, die sich in der abschließenden Bewertung je nach Gewichtung der Anforderungen nur minimal unterscheiden, wie die „gegensätzlichen“ Lösungen bei Boeings 787¹ und Airbus A350XWB² für die gleiche Problemstellung zeigen.

Bezüglich Wärmedämmung ergeben sich infolge der relativ schlechten Wärmeleitung von CFK Vereinfachungen in der thermischen Isolation vor allem bei Sandwichbauweisen. Der Verzicht auf bzw. die Reduktion von zusätzlicher thermischer Isolation bedeutet i.d.R. aber auch die Reduktion akustischer Isolation bzw. Absorption.

Ein besonderer Augenmerk wurde in dieser Arbeit auf die Berechnung des Schalldurchgangs durch Platten (als einfachste Abstraktion einer Rumpfschale) gelegt, vor allem mit der Methode der Finiten Elemente. Anhand dreier Sandwichplatten wurden verschiedene aufgebaute Modellierungsmodelle und Berechnungsmöglichkeiten mit gemessenen Schalldurchgängen verglichen. Dabei zeigte sich, daß die gewünschten (Resonanz-) Effekte in den Modellen abgebildet werden konnten.

¹Wenige stringerversteifte Tonnen

²Drei mal vier am Umfang verteilte, vernietete Paneele

Modellrechnungen haben gezeigt, daß bei Wandaufbauten mit „steifen und leichten“ Sandwich- bzw. Doppelschalen ohne geeignete Gegenmaßnahmen der Lärmdurchgang (noise reduction NR) von Außen (Triebwerkslärm, Strömungslärm) nach Innen gegenüber einer Aluminium-Referenz größer wird. Als geeignete Maßnahmen wurden identifiziert:

- Variation der Umfangssteifigkeiten in Rumpflängsrichtung zur Entkopplung von Struktur- und Luftschwingungsmoden
- Anpassung der Schubsteifigkeit des Sandwichkerns, d.h. möglichst weich (insbes. in höheren Schwingungsmoden ggf. sinnvoll erreichbar)
- „add-on-Maßnahmen“ wie Schwingungstilger, Dämpfer und im weiteren dynamisch entkoppelte Innenverkleidung.

Während die erste Maßnahme gut in Einklang mit den strukturellen Anforderungen zu bringen ist, ist bei der zweiten der Spielraum durch die strukturellen Anforderungen stark eingeschränkt. Abhilfe würden hier neu zu entwickelnde Kernmaterialien bringen, die bei niedrigen Frequenzen/Verformungsgeschwindigkeiten ausreichend steif, bei höheren Frequenzen hingegen schubweiche Eigenschaften aufweisen. Hier besteht sicherlich weiterer Forschungsbedarf.

Literaturverzeichnis

- [Air00] AIRBUS: Fortschrittliche Rumpfstrukturen aus Faserverbundwerkstoffen - Bauweisenkonzepte für einen CFK-Rumpf / Airbus. Bremen : Erstes Supplement – Dokumentation zum Meilenstein B, 30. Juni 2000, 2000. – Forschungsbericht
- [Air01a] AIRBUS: Composite Fuselage Project – Double Shell Concept DSC - 1 – Issue 1 / Airbus. Bremen : „Barrel to Barrel,, – 31.01.2001 – TN-EVT-1107/01, 2001. – Forschungsbericht
- [Air01b] AIRBUS: Composite Fuselage Project – Double Shell Concept DSC - 2 – Issue 1a / Airbus. Bremen : „Center Skin Concept,, – März 2001 – TN-EVT-1121/01, 2001. – Forschungsbericht
- [Air02a] AIRBUS: Fortschrittliche Rumpfstrukturen aus Faserverbundwerkstoffen - Bauweisenkonzepte für einen CFK-Rumpf / Airbus. Bochum : Review Bonn, 27. Februar 2002, 2002. – Forschungsbericht
- [Air02b] AIRBUS: Fortschrittliche Rumpfstrukturen aus Faserverbundwerkstoffen - Zwischenbericht / Airbus. 31. Januar 2002, 2002. – Forschungsbericht
- [Aka07a] AKADEMISCHE FLIEGERGRUPPE BRAUNSCHWEIG: *Homepage der Akademische Fliegergruppe Braunschweig* . <http://www.akaflieg-braunschweig.de/>, 2007
- [Aka07b] AKADEMISCHE FLIEGERGRUPPE STUTTGART: *Homepage der Akademische Fliegergruppe Stuttgart* . <http://www.uni-stuttgart.de/akaflieg/>, 2007
- [ANS07] ANSYS (Hrsg.): *ANSYS 11.0: Fluid Analysis Guide*. ANSYS, Inc., 2007
- [Ant88] ANTES, H.; VON ESTORFF, O.; STEINFELD, B.: FLUBEM - Ein Randelementeprogramm zur Berechnung der zeitlichen Druckwellenausbreitung in kompressiblen Flüssigkeiten / Ruhr-Universität Bochum. Bochum : Sonderforschungsbereich 151, 1988. – Forschungsbericht
- [Ash92] ASHBY, M. F.: *Material Selection in Mechanical Design*. Pergamon Press, 1992
- [Bai97] BAIER, HORST: *Leichtbau 1*. 1997. – Skriptum zur Vorlesung am Lehrstuhl für Leichtbau, TU-München

- [Ber88] BERANEK, L.L.: *Noise and Vibration Control*. Washington, DC : Institute of Noise Control Engineering, 1988
- [Beu05a] BEUKERS, A.; VAN TOOREN, J. L.; KRAKERS, L. A.: Application of a Visco-Elastic Layer. Part V. In: *Applied Composite Materials* 12 (2005), S. 53–57
- [Beu05b] BEUKERS, A.; VAN TOOREN, J.L.; DE JONG, TH: Mult-Disciplinary Design Philosophy for Aircraft Fuselages. Part I. In: *Applied Composite Materials* 12 (2005), S. 3–11
- [Cha88] CHARGIN, MLADEN K. (Hrsg.): *Fluid-Structure Interaction Using MSC/Nastran - Theory and Application*. MacNeal-Schwendler Corp., April 1988
- [Cra86] CRAGGS, A.: A Finite Element Model for Acoustically Lined Small Rooms. In: *Journal of Sound and Vibration* 108 (1986), Nr. 2, S. 327–337
- [Cra87] CRAWLEY, E.F.; DE LUIS, J.: Use of Piezoelectric Actuators as Elements of Intelligent Structures. In: *AIAA Journal* 25 (1987), Nr. 10, S. 1373–1385
- [Cre88] CREMER, L.; HECKL, M.; UNGAR, E. E.: *Structure Born Sound*. Berlin : Springer, 1988
- [Cyt95] CYTEC ENGINEERED MATERIALS: *Datenblatt: Cycom 977-2, Toughened Epoxy Resin*. 1995
- [Dav81] DAVIS, G.W.; SAKATA, I.F.: Design Considerations for Composite Fuselage Structure of Commercial Transport Aircraft / . NASA-CR-159296, 1981. – Forschungsbericht
- [Dem94] DEMMENIE, E. A. F. A.: Transmissieverlies van rompwandpanelen / Nationaal Lucht- en Ruimtevaartlaboratorium. Amsterdam, 1994 (TP 94476 L). – Forschungsbericht
- [Der69] DERBY, T. F.; RUZICKA, J. E.: Loss Factor and Resonance Frequency of Viscoelastic Shear-Damped Structural Composites / NASA. Washington, DC, 1969 (CR-1269). – Forschungsbericht
- [EAD08] EADS: *Ausdauer zeigen. EADS. Verbundwerkstoffe in Luft- und Raumfahrt* . <http://www.eads.net/web/pdfg/de/1024/content/400003/4/97/42253974.html>, 2008
- [ESI08] ESI GROUP: *VA ONE Brochure*. <http://www.esi-group.com/products/vibro-acoustics/va-one/Overview/files/fileinnercontentproxy.2008-07-03.7909297275>, 2008
- [Eve81] EVERSTINE, G.C.: A symmetric potential Formulation for Fluid-Structure Interaction. In: *Journal of Sound and Vibration* 79 (1981), Nr. 1, S. 157–160
- [Fah89] FAHY, F.: *Sound and Structural vibration, Radiation, Transmission and Response*. Academic Press, London, 1989

- [Fau94] FAUST, MARKUS: *Untersuchung zur Struktur-Akustik Interaktion zylindrischer Leichtbaustrukturen mit hohen Eigenfrequenzdichten unter spezieller Berücksichtigung der Schallabstrahlung*, TH-Darmstadt, Dissertation, 1994
- [Fer96] FERNHOLZ, CHRISTIAN M.; BOBINSON, JAY H.: *The Influence of Lamination Angles on the Interior Noise Levels of an Aircraft* / NASA. 1996 (110250). – Technical Documentation
- [Fli91] FLICKE, HANS-PETER: *Untersuchungen zur Fluid-Struktur-Interaktion rotationssymmetrischer Strukturen mit Hilfe der Methode der finiten Elemente*, Universität-Gesamthochschule Siegen, Dissertation, 1991
- [Fol08] FOLDCORE GMBH: *Homepage der Foldcore GmbH*. <http://www.foldcore.de/>, 2008
- [For67] FORD, R.D.; LORD, P.; WALKER, A.W.: *Sound Transmission through Sandwich Constructions*. In: *The Journal of Sound and Vibration* 5 (1967), Nr. 1, S. 9–21
- [Fra90] FRAPPIER, JÖRN: *Modell- und Programmtechnische Aspekte bei der gekoppelten Fluid-Strukturberechnung mit finiten Elementen*, Institut für Angewandte Mechanik, TU-Braunschweig, Diplomarbeit, 1990
- [Fre98] FREYMAN, R.: *Vorlesung Strukturodynamik für Maschinenbauer*. 1997/98. – Skriptum zur Vorlesung am Lehrstuhl B für Mechanik, TU-München
- [Hac89] HACKBUSCH, W.: *Integralgleichungen. Theorie und Numerik*. Teubner Verlag, 1989
- [Hac03] HACHENBERG, D.; MUDRA, CHR.; NGUYEN, M.: *Folded Structures - An Alternative Sandwich Core Material for Future Aircraft Concepts*. In: *Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress*. DGLR-JT2003-222, 2003
- [Hag91] HAGOOD, N.W.; v. FLOTOW, A.: *Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks*. In: *Journal of Sound and Vibration* 146 (1991), Nr. 2, S. 243–268
- [Har06] HARTLEY, JIM: *Analysis Methodology recommendations (for Sizing & PDR Only)*. Presentation held by GCT/PFW, Oktober 2006
- [Hec94] HECKL, M.; MÜLLER, H.A.: *Taschenbuch der Technischen Akustik*. Zweite Auflage. Springer-Verlag, 1994. – ISBN 3-540-54473-9
- [Hen01] HENN, H.; SINAMBAR, G.R.; FALLEN, M.: *Ingenieurakustik*. Dritte Auflage. Vieweg-Verlag, 2001. – ISBN 3-528-28570-2
- [Her97] HERTING, DAVID N. ; THE MACNEAL-SCHWENDLER CORPORATION (Hrsg.): *MSC/NASTRAN V70 Advanced Dynamic Analysis User's Guide*. The MacNeal-Schwendler Corporation, 1997

- [IFB08] IFB-INSTITUT FÜR FLUGZEUGBAU, UNIVERSITÄT STUTTGART: *Foto einer Faltwabe*. http://www.ifb.uni-stuttgart.de/vorlagen/download/open.php?Datei_Id=1729, 2008
- [Joh01] JOHNSON, WAYNE M.; CUNEFARE, KENNETH A.: Structural acoustic optimization in the design of a multi-ply composite cylindrical shell. In: *42th AIAA/ASME/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference and Exhibit*, 2001
- [Jon75] JONES, R. M.: *Mechanics of Composite Materials*. McGraw Hill, 1975
- [Jon05] JONG, TH. DE; BEUKERS, A.; VAN TOOREN, M. J. L.: Two Simple Design Problems, which Illustrate the Multi-Disciplinary concept. Part II. In: *Applied Composite Materials* 12 (2005), S. 13–19
- [Jos64] JOSSE, R.; LAMURE, C.: Transmission du son par une paroi simple. In: *Acustica* 14 (1964), S. 267–280
- [Kan98] KAN, H.P.: Enhanced Reliability Prediction Methodology for Impact Damaged Composite Structures / . DOT/FAA/AR-97/79, 1998. – Forschungsbericht
- [Koh07] KOHNKE, P. (Hrsg.): *ANSYS 11.0: Theory Reference*. ANSYS, Inc, 2007
- [Kra05] KRAKERS, L. A.; VAN TOOREN, M. J. L.; ZAAL, K.; VERMEEREN, C. A. J. R.: Integration of Acoustics and Mechanics in a Stiffened Shell Fuselage. Part III. In: *Applied Composite Materials* 12 (2005), S. 21–45
- [Kur59] KURTZE, G.; WATTERS, B.G.: New Wall Design for High Transmission Loss or High Damping. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 31 (1959), Nr. 6
- [Lan75] LANG, M. A.; DYM, C.L.: Optimal Acoustic Design of Sandwich Panels. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 57 (1975), Nr. 6
- [Lek69] LEKHNITSKI, S. G.: *Anisotropic Plates*. New York : Gordon and Breach, 1969
- [Liu07] LIU, BILONG; FENG, LEPING; NILSSON, ANDERS: Influence of overpressure on sound transmission through curved panels. In: *Journal of Sound and Vibration* 302 (2007), Nr. 4-5, S. 760–776
- [Loc01] LOCATELLI, GUIDO: *Piezo-actuated adaptive structures for vibration damping and shape control - modeling and testing*, TU-München, Diss., 2001
- [Lui06] LUINGE, H.; SCHMIDTKE, K.; KELLNER, T.; WENTZEL H.P.: Burn-through aspects of fuselage structures: Sandwich versus monolithic design with Aluminium or composite materials. In: *Deutscher Luft- und Raumfahrt-kongress*. DGLR-JT2006-122, 2006
- [Niu96] NIU, MICHAEL C.Y.: *Composite Airframe Structures*. 2. ed. Hong Kong Conmilit Press Limited, 1996. – ISBN 962–7128–06–6

- [Niu97] NIU, MICHAEL C.Y.: *Airframe Structural Design*. 9. print. Hong Kong Conmilit Press Limited, 1997. – ISBN 962-7128-04-X
- [Puc69] PUCK, A.: Festigkeitsberechnung an Glasfaser/Kunststoff-Laminaten bei zusammengesetzter Beanspruchung. In: *Kunststoffe* 59 (1969), S. 780–787
- [Rou90] ROUCHON, J.: Certification of Large Airplane Composite Structures, Recent Progress and New Trends in Compliance Philosophy / . ICAS-90-1.8.1, 1990. – Forschungsbericht
- [Rou95] ROUCHON, J.: Fatigue and damage tolerance certification aspects for composite aircraft structures. In: *Composite Materials Symposium*). Tajeon, April 1995
- [Smo73] SMOLENSKI, C. P.; KROKOSKI, E. M.: Dilatational-Mode Sound Transmission in Sandwich Panels. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 54 (1973), Nr. 6
- [Sou05] SOUTIS, C.: Carbon fiber reinforced plastics in aircraft construction. In: *Materials Science and Engineering A* 412 (2005), S. 171–176
- [Too98] TOOREN, M.J.L. VAN: *Sandwich Fuselage Design*. Delft University Press, 1998
- [Ven73] VENZKE, G. VON; DÄMMIG, P.; FISCHER, H.W.: Der Einfluß von Verstärkungen auf die Schallabstrahlung und Schalldämmung von Metallwänden. In: *Acustica* 29 (1973), Nr. 1, S. 29–40
- [Ver88] VER, L.I.; HOLMER, C.I.: Interaction of Sound Waves with Solid Structures. In: BERANEK, L.L. (Hrsg.) ; Institute of Noise control Engineering (Veranst.): *Noise and Vibration Control*. Washington D.C., 1988
- [Wan91] WANDINGER, JOHANNES: *Paralleliterationsverfahren zur Modalanalyse gekoppelter Fluid-Struktur-Systeme*, Universität Stuttgart, Dissertation, 1991
- [Wil96] WILBY, J. F.: Aircraft Interior Noise. In: *Journal of Sound and Vibration* 190 (1996), Nr. 3, S. 545–564
- [Wil03] WILDSCHKEK, ANDREAS: *Modalanalyse bei Fluid-Struktur Wechselwirkung*, Lehrstuhl für Leichtbau - TU-München, Diplomarbeit, 2003